UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA

SEDE QUITO

FACULTAD DE INGENIERIAS

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

TESIS PREVIA A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO
DE INGENIERO MECÁNICO

"DISEÑO Y FABRICACIÓN DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE COMPRESIÓN EN MADERA CON CAPACIDAD DE QUINCE TONELADAS"

AUTORES:

CARLOS ESTEBAN MAILA CARRILLO

JUAN CARLOS PILICITA JACOME

DIRECTOR DE TESIS: ING. MILTON JAMI

QUITO, JUNIO DEL 2010

Certifico que el presente trabajo de Tesis ha sido realizado en forma total por los Señores:

Carlos Esteban Maila Carrillo

Juan Carlos Pilicita Jácome

Ing. Milton Jami

DIRECTOR DE TESIS

AGRADECIMIENTO

En primer lugar agradezco infinitamente a Dios y la Virgen María por darme la salud y la capacidad para realizar la presente tesis, en segundo lugar a toda mi Familia por brindarme ese apoyo incondicional que me motiva a seguir siempre adelante, en tercer lugar a la Universidad Politécnica Salesiana por implantar a mi formación profesional y espiritual el lema de Don Bosco, sabiéndome educar en un ambiente agradable, social, deportivo y cultural, y por último doy gracias a todos mis Profesores e Ingenieros, por haberme guiado en el buen camino de la superación académica.

Juan Carlos Pilicita Jácome

Mi agradecimiento a los Ingenieros:
Milton Jami Director de Tesis
William Díaz Director de Escuela de Ingeniería Mecánica
Por su valiosa ayuda y consejos para el desarrollo de la Tesis y cada una de las personas que colaboraron desinteresadamente en la realización de este trabajo.

Carlos Esteban Maila Carrillo

DEDICATORIA

El presente trabajo está realizado con todo ese entusiasmo que diariamente fortalecen nuestras almas, al saber que siempre están a nuestro lado las personas que sin esperar nada a cambio están constantemente apoyándonos es por ello que dedico este gran esfuerzo a toda mi familia que son lo más importante que tengo y que gracias a ellos estoy cumpliendo una más de mis metas propuestas.

Juan Carlos Pilicita Jácome

A mis: Padres, hermanos y familiares que supieron apoyarme a todo lo largo de mi vida estudiantil, para poder llegar con éxito a mí objetivo profesional.

Carlos Esteban Maila Carrillo

INTRODUCCION

A través de la historia el hombre ha pasado por diferentes etapas en la construcción metal-mecánica y durante estas se han planteado interrogantes técnicas correspondientes a este tipo de obras, lo más común es preguntarse cómo se comportan los materiales al ser sometidos a esfuerzos propios del trabajo, todo esto tiene su respectiva lógica ya que el hombre es el único responsable de sus acciones y por ende siempre mantendrá la necesidad de saber si sus diseños realizados soportarán o que tiempo permanecerán útiles para así satisfacer las necesidades económicas sin generar peligros para sus beneficiarios.

Mientras avanza la tecnología se desarrollan nuevas técnicas en diseño (software) y dispositivos mecánicos (máquinas para ensayos) en los cuales se pueden simular en forma virtual o real pruebas en diferentes materiales (acero, concreto, madera, y otros) los cuales están sometidos a esfuerzos típicos de trabajo tales como tracción, compresión, torsión, flexión,.. etc., el fin de realizar este tipo de pruebas es para determinar el comportamiento de los elementos citados bajo la acción de las cargas de trabajo y así poder determinar las características mecánicas de dichos componentes previo a un estudio técnico correspondiente a cada tipo de ensayo y dependiendo del esfuerzo aplicado.

Conllevando esta teoría e inmersos en esta evolución, se crea la necesidad de realizar estudios y pruebas donde se puedan desarrollar y demostrar los principios básicos de resistencia de materiales, y para lograr estos fines obviamente necesitamos de equipos apropiados para efectuar los ensayos citados.

El estudio de resistencia de materiales realmente mantiene un régimen bastante amplio, involucrados en este estudio y específicamente en el área de prácticas de laboratorio de resistencia de materiales asumimos el reto de realizar el análisis del comportamiento de la madera ante esfuerzos de compresión, todo esto conlleva a crear el diseño de un dispositivo capaz de resistir y ser usado en la ejecución física del ensayo de compresión, es por ello que se persigue un fin común el cual es el de realizar el diseño y construcción de una máquina para ensayos de compresión en madera con capacidad de quince toneladas de fuerza de compresión.

Al simular de forma real los esfuerzos de compresión y someter a la probeta de madera a esta carga axial, estamos proporcionando adecuada información para luego de un estudio técnico poder elaborar cálculos e interpretar los resultados que se obtienen correspondientes a los esfuerzos máximos que soporta la madera, entonces de esta manera se determinan sus propiedades mecánicas y así poder implantar su respectiva utilidad en el campo de la construcción.

En fin, el presente trabajo consiste en documentar el desarrollo de la solución de un problema de ingeniería, es decir, el proceso desarrollado desde la identificación del problema hasta la especificación y construcción de la solución.

El presente texto está redactado de tal manera que sea de lectura amena, contiene tópicos que generalmente no se tratan durante el desarrollo de la carrera del futuro profesional, y está enfocado, básicamente, a estudiantes de los niveles intermedios de la Carrera de Ingeniería Mecánica.

Bajo este esquema se describe el proceso de diseño y construcción del equipo, es decir, identificación, definición y análisis del problema; búsqueda, decisión y especificación de la solución; planificación, organización y dirección en la construcción de la máquina; y por último, la definición de costos, manuales y pruebas realizadas para la certificación del diseño.

RESUMEN

El desarrollo del presente proyecto se basa en la idea general que es la ejecución del ensayo de compresión en probetas de madera (pruebas de compresión paralela a las fibras).

Para la Universidad Politécnica Salesiana, el no tener una máquina para ensayos de compresión en madera genera inconvenientes en la labor académica puesto que ciertas partes desarrolladas en el estudio de resistencia de materiales conllevan generalmente a realizar prácticas o ensayos en probetas establecidas de acuerdo a las pruebas analizadas teóricamente.

Tomando en cuenta esto y con el único fin de aportar al desarrollo intelectual e infraestructural de la institución, se asume el reto de diseñar y construir una máquina para ensayos de compresión en madera con capacidad de quince toneladas. Entonces se logra contribuir con recursos adicionales para el completo desarrollo académico de los estudiantes de la Carrera de Ingeniería Mecánica respecto al estudio del comportamiento de materiales sometidos a cargas, y como es el presente caso, en materiales sometidos a cargas axiales de compresión.

Las quince toneladas de fuerza se establecen de acuerdo a las prácticas realizadas (ensayos de compresión paralela a las fibras) directamente en el laboratorio de resistencia de materiales de la Universidad Politécnica del Ejercito (ESPE), donde se sometió a algunas probetas de maderas suaves (Tabla A-12 de los anexos, Apéndice 1, tabla A.3, página 727, del libro de termodinámica de CENGEL) a esfuerzos de compresión en la máquina destinada a estos ensayos. Los resultados que se obtienen de estas pruebas indican que las probetas resisten esfuerzos entre un rango de siete y diez toneladas, por consiguiente se opta por quince toneladas debido a que siempre se debe mantener un régimen de seguridad en los equipos hidráulicos ya que en teoría se especifica que los valores de carga y carrera del fabricante representan los límites máximos de seguridad, y se indica a demás que las buenas prácticas recomiendan usar solo el 80% de estos valores.

Las quince toneladas se generan mediante un dispositivo mecánico-hidráulico conformado por una bomba manual, manguera, cilindro, cañería, acoples, conectores giratorios, manómetro, y accesorio para manómetro, todos hidráulicos y que satisfacen

el modelo denominado conjunto hidráulico. Para mantener una apropiada interpretación del trabajo que estos cumplen se analiza su funcionamiento, manipulación y cuidados de estos elementos.

El aspecto inicial de la máquina se crea previo a un análisis comparativo entre las características físicas y mecánicas de máquinas que realizan pruebas similares de compresión y mediante la aplicación de la norma ASTM E9-94 donde se establece que para este tipo de ensayos la máquina ejecutora de los mismos debe estar provista de un conjunto de apoyo de rotula (platos superior e inferior, la esfera y los resortes) para así minimizar en lo posible pequeñas cargas flexionantes generadas por la mala alineación de la probeta.

Para el diseño de la estructura se toma en cuenta el espacio físico donde se realizará el ensayo de compresión y las dimensiones del cilindro hidráulico, es decir, de acuerdo a la Norma ASTM D-143-94 donde se especifica las dimensiones de la probeta y del catalogo Enerpag Anexo A3 donde se especifican las dimensiones del cilindro, acoples y adaptador del manómetro, se procede a establecer las dimensiones correspondientes a las zonas en función.

Manteniendo muy claros estos parámetros y correspondientemente a la fuerza que genera el conjunto hidráulico se procede al diseño de los elementos que conforman la estructura metálica.Eeste diseño involucra cálculos y simulaciones respectivas en el software (SolidWorks) para certificar las dimensiones iniciales de las placas y para establecer las dimensiones correspondientes a los cordones de soldadura, los resultados de este diseño arrojan valores garantizados para poder determinar con certeza la seguridad de la utilidad de la máquina para ensayos de compresión.

La estructura metálica está construida con la norma (ANSI B 11.2 prensas hidráulicas). Esta normativa indica que esta debe ser robusta y con características ergonómicas capaz de resistir esfuerzos superiores a las quince toneladas de fuerza. A demás para la construcción y unión de elementos que conforman la estructura se procede bajo la norma de soldadura NBE EA-95, donde se detallan los parámetros necesarios para la ejecución correspondiente.

En fin, el mecanismo cumple con todos estos parámetros necesarios para satisfacer las necesidades presentadas en el trabajo y exigidas por las normas, además para una

completa información en la utilización, operación y mantenimiento del equipo se crea una guía donde se detallan explícitamente los paso a seguir para así evitar cualquier inconveniente generado a lo largo del trabajo en la máquina para ensayos de compresión en madera.

Con la máquina en perfectas condiciones se procede a la ejecución del ensayo de compresión paralela a las fibras de la madera, para la consecución del mismo partimos de estudios en los cuales se indican los parámetros necesarios en cuanto a la manipulación de la máquina, dimensiones de las probetas a usar, y pasos a seguir en la ejecución del ensayo, al igual que en las pruebas iniciales realizadas en el laboratorio de la ESPE se procede a ejecutar los ensayos de compresión, obteniendo datos, los cuales son interpretados y sometidos a cálculos respectivos para determinar las propiedades mecánicas de la madera, estos resultados son comparados con valores establecidos en textos (Timoshenko, “Resistencia de Materiales” Tabla H-2, página 899) para de esta manera demostrar que los resultados obtenidos mantienen una completa relación entre sí.

Entonces la construcción de la máquina para ensayos de compresión genera grandes beneficios para la Universidad Politécnica Salesiana tanto en la parte académica como en la infraestructural tomando en cuenta que su costo es moderado y adecuado en comparación a los costos para este tipo de maquinaria que se analizaron en un inicio.

GLOSARIO DE TERMINOS TECNICOS

Implantar.- Establecer y poner en ejecución doctrinas nuevas, prácticas y costumbres realizar una implantación.

Ergonómico.- Mecanismo específicamente diseñado para hacer agradable su manejo y el proceso de trabajo.

Eficiencia.- Virtud y facultad para lograr un efecto determinado. Acción con la que se logra este efecto. Utilización racional de los recursos productivos, adecuándolos con la tecnología existente.

Cilindro.- Es el ensamble total de un cilindro, pistón, el bástago, los empaques y los sellos. El diámetro del pistón y la presión del aceite (fluido) son los elementos que determinan la fuerza (tonelaje) que da una prensa.

Hidráulica.- Aplicación de la mecánica de fluidos en ingeniería, para construir dispositivos que funcionan con líquidos, por lo general agua o aceite. La hidráulica resuelve problemas como el flujo de fluidos por conductos cerrados o canales abiertos y el diseño de presas, bombas y turbinas.

Cavitación en bombas.- Cuando la bomba gira a mucha velocidad circulando el aceite con poca resistencia, existiendo una estrangulación que limita el paso de aceite del depósito a la bomba. Tiende a aspirar más aceite del que recibe, formándose burbujas de aire en el aceite. La bomba sufre daño al pasar estas burbujas gaseosas; del lado de baja presión al de alta se produce una implosión, que hace que se desprendan partículas metálicas de la bomba generando que esta vibre, haga ruido, se desgasta excesivamente y termina por dañarse.

Platina.- Es una placa o elemento metálico plano de espesor uniforme capas de ser mecanizada y utilizada como componente de un mecanismo mecánico.

Agarrotamiento.- Es la rigidez, endurecimiento o contracción de un elemento a causa de una acción externa, en el caso del embolo del cilindro a causa de agentes externos como el polvo, limallas, o impurezas del ambiente.

Casquillo.- También denominado anillo o abrazadera en el conjunto del cilindro.

Cubiertas antipolvo.- Componente de plástico usado para cubrir un determinado mecanismo que requiera de protección ambiental como polvo, chispas, limallas, impurezas y de más elementos de partículas que pueden dañar sus componentes auxiliares como roscas, paredes de alto acabado superficial o cromadas.

Embutir.- Operacion mecánica realizada en frio o en caliente que consiste en dar a una chapa metálica o platina delgada la forma de un cuerpo hueco, molde o matriz, procedimiento gradualmente con varias pasadas, prensándola o golpeándola sobre ellos.

Estampado.- Conjunto de operaciones realizadas en frio con las cuales, sin producir virutas, sometemos a una plancha plana a una o más transformaciones con el objeto de obtener una pieza de forma propia, sea ésta plana o hueca.

Punzonado.- Operación mecánica en la cual se genera una fuerza de presión y mediante herramientas especiales aptas para el corte, lograr la producción de agujeros con diferentes formas y tamaños en una chapa metálica y es aplicable a materiales dúctiles y maleables.

Extrusión.- Consiste en comprimir y desprender una chapa metálica fuera de una matriz por medio de un punzón con violencia, procedimiento en materiales blandos.

Embolo.- Pieza que se desliza por el interior de un cilindro con movimiento oscilatorio.

Vástago.- Barra que, unida concéntricamente al centro de una de las caras del émbolo, sirve para moverlo o transmitir el movimiento de este a algún otro mecanismo.

Pistón.- Parte o pieza central de un conjunto de capsula.

Flexión.- Acción y efecto de doblar un cuerpo o algún miembro, encorvamiento transitorio que experimenta un sólido por la acción de una fuerza que lo deforma elásticamente.

Deflexión.- Es el valor teórico correspondiente a la acción de la flexión, cuando una viga se carga, el eje longitudinal inicialmente esta recto y este se deforma en forma de U (curva de deflexión), esta representada en unidades de distancia (mm).

Deformación elástica.- Acción o efecto de deformar un metal pero con recuperación a su estado normal luego del retiro de la fuerza aplicada.

Deformación plástica.- Acción o efecto de deformar un metal pero no existe recuperación a su estado normal luego del retiro de la carga, en este caso se supera el límite elástico.

Anisotropía.- Propiedad característica de un material generalmente cristalino o puro, en el que alguna propiedad física varia o depende de la dirección de un agente.

Cizalladura.- Deformación producida en un sólido por la acción de dos fuerzas opuestas, iguales y paralelas.

Torsión.- Por la teoría de la elasticidad sabemos que por la acción de un momento de torsión, las secciones transversales del solido tienden a girar las unas respecto a las otras, por lo que las fibras de dicho solido quedan sometidas a una tensión tangencial que es máxima en la periferia del cilindro y nula en su eje neutro.

Carga axial.- Fuerza aplicada concerniente al eje. Los miembros cargados axialmente determinan los cambios de longitud causados por estas cargas, los cambios de longitud deben calcularse siempre que sea necesario controlar los desplazamientos de una estructura.

Melladura.- Rotura o hendidura en el filo de una herramienta, o en el borde o en cualquier ángulo saliente de un objeto, por un golpe o por otra causa. Vacío o hueco que queda en una cosa por faltar lo que lo ocupaba, como en la encía cuando falta un diente.

La tensión.- es una fuerza que tensa; por ejemplo, la fuerza que actúa sobre un cable que sostiene un peso. Bajo tensión, un material suele estirarse, y recupera su longitud original si la fuerza no supera el límite elástico del material. Bajo tensiones mayores, el material no vuelve completamente a su situación original, y cuando la fuerza es aún mayor, se produce la ruptura del material.

La compresión.- es una presión que tiende a causar una reducción de volumen. Cuando se somete un material a una fuerza de flexión, cizalladura o torsión, actúan simultáneamente fuerzas de tensión y de compresión. Por ejemplo, cuando se flexiona una varilla, uno de sus lados se estira y el otro se comprime.

La plastodeformación.- es una deformación permanente gradual causada por una fuerza continuada sobre un material. Los materiales sometidos a altas temperaturas son especialmente vulnerables a esta deformación. La pérdida de presión gradual de

latuercas, la combadura de cables tendidos sobre distancias largas o la deformación de los componentes de máquinas y motores son ejemplos visibles de plastodeformación. En muchos casos, esta deformación lenta cesa porque la fuerza que la produce desaparece a causa de la propia deformación. Cuando la plastodeformación se prolonga durante mucho tiempo, el material acaba rompiéndose.

La fatiga.- puede definirse como una fractura progresiva. Se produce cuando una pieza mecánica está sometida a un esfuerzo repetido o cíclico, por ejemplo una vibración. Aunque el esfuerzo máximo nunca supere el límite elástico, el material puede romperse incluso después de poco tiempo. En algunos metales, como las aleaciones de titanio, puede evitarse la fatiga manteniendo la fuerza cíclica por debajo de un nivel determinado. En la fatiga no se observa ninguna deformación aparente, pero se desarrollan pequeñas grietas localizadas que se propagan por el material hasta que la superficie eficaz que queda no puede aguantar el esfuerzo máximo de la fuerza cíclica. El conocimiento del esfuerzo de tensión, los límites elásticos y la resistencia de los materiales a la plastodeformación y la fatiga son extremadamente importantes en ingeniería.

Limite de proporcionalidad.- En el diagrame esfuerzo – deformación unitaria es el punto final de la línea recta, por debajo de este límite se aplica la ley de Hooke (El esfuerzo es proporcional a la deformación unitaria).

Limite elástico.- Se encuentra entre el punto de Límite de proporcionalidad y el punto de Resistencia de fluencia, un material tiene cierta cantidad de deformación plástica por lo que no regresa a su forma original después de liberar la carga.

Resistencia a la Fluencia.- Es la parte del diagrama esfuerzo – deformación unitaria donde existe un gran incremento de la deformación con poco o ningún aumento del esfuerzo. Esta propiedad indica que, en realidad, el material ha cedido o se ha alargado en gran medida y en forma plástica y permanente.

INDICE

CONTENIDO **PAGINA**

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA…….…… I

JUSTIFICACIÓN……...…….... II

ALCANCE…….……..... II

OBJETIVOS…….…….... III

Objetivo General……...…….…..... III

Objetivos Específicos…….....… III

HIPOTESIS…….....…. IV

Hipótesis General……...…..... IV

METODOLOGIA……..…….....….. IV

Investigación Exploratoria…….....… IV

Investigación Documental..... IV

Método Experimental……...……..…. V

Investigación de campo……...……...……. VI

CAPITULO I (ESTUDIO TECNICO)

1.1 INTRODUCCIÓN……. ….….. 1

1.2 MÁQUINAS PARA ENSAYOS DE COMPRESIÓN……. 1

1.2.1 Prensas Hidráulicas…….….. 1

1.2.1.1 Ley de Pascal……..… 2

1.2.2 Análisis entre prensas mecánicas e hidráulicas…….....3

Prensa mecánica……...……..... 3

1.2.3 Características de una prensa hidráulica en relación a una prensa mecánica……... 3

1.2.3.1 La fuerza total por toda la carrera……..…… 3

1.2.3.2 Más capacidad a menos costo……..…….. 4

1.2.3.3 Menos costo de mantenimiento…….…….... 4

1.2.3.4 Seguridad de sobrecarga incluida……..... 4

1.2.3.5 Mayor flexibilidad en control y versatilidad…… 4
1.2.3.6 Más compactas……..... 5
1.2.3.7 Menos ruido……..... 5
1.2.3.8 La seguridad……..……..... 5
1.2.4 Limitaciones de las prensas hidráulicas……..... 5
1.2.4.1 La velocidad……..... 5
1.2.4.2 Equipo de aproximación automático…….…..…. 5
1.2.5 Prensas Hidráulicas modernas…….…..... 5
1.2.5.1 Principales características de Prensas hidráulicas modernas…..…… 6
1.2.5.1.1 Más rápidas y más fiables que nunca……..….. 6
1.2.5.1.2 Más productivas en alimentaciones manuales……..…. 6
1.2.5.1.3 Flexibilidad en muchas aplicaciones…….....….....7
1.2.6 Guía para seleccionar una prensas hidráulica……..…..... 7
1.2.6.1 El tonelaje (La Fuerza)……..... 7
1.2.6.2 La acción de la máquina……..... 7
1.2.6.3 La selección de tipo de prensa……..... 8
1.2.6.4 Calidad…….……....… 8
El cuerpo……..... 8
El cilindro……...…...…8
La presión máxima del sistema……..... 8
La velocidad……..… 8
1.3 DISPOSITIVOS HIDRÁULICOS…….…..… 9
1.3.1 Cilindro neumático de Simple efecto…….... 9
1.3.2 Cuidados a los Cilindros Hidráulicos……...…….....11
1.3.2.1 Demasiada Presión……...…...……... 11
1.3.2.2 Articulaciones Dobladas…….…... 12
1.3.2.3 Vástago del Cilindro dañado……..….... 12
1.3.2.4 Fugas por sobreapriete de los Conectores……..... 13
Conectores Roscados…… 13
Lubricación de las Roscas……..... 14
1.3.2.5 Selección de los dispositivos hidráulicos……..……...… 14
¿Porque se utilizo la marca ENERPAC?..... 14

Razones para trabajar con ENERPAC……..... 15
1.3.3 Bomba Hidráulica……. 15
1.3.3.1 Teorema de Bernoulli…….....…….... 15
1.3.3.2 Principio básico de funcionamiento de la bomba hidráulica manual…..……..…….... 16
1.3.3.3 Requisitos previos al uso de una bomba manual……..…..... 16
1.3.3.4 Puesta en marcha……..... 18
1.3.3.5 Mantenimiento de una bomba manual…….....… 18
1.4 SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE ENERGÍA HIDRÁULICA……..... 19
1.4.1 Leyes físicas relativas a los fluidos……..... 19
1.4.2 Compresibilidad de los Fluidos……..... 19
1.4.2.1 Rigidez en un servomecanismo……..… 20
1.4.2.2 Golpe de ariete…….. 20
1.4.3 Transmisión de Potencia……...……...… 21
Transmisión de Potencia a través de una tubería…….…...…. 21
1.4.4 Principio general de cálculo de la relación de fuerzas……..…...… 22

CAPITULO II (ESTUDIO DE ALTERNATIVAS)

2.1 INTRODUCCIÓN…….…….... 24
2.2 MÁQUINAS PARA ENSAYOS DE COMPRESIÓN EXISTENTE EN EL MERCADO……..…..... 24
2.2.1 Máquina automatizada para ensayo de compresión con capacidad de 80 toneladas …….....……...……… 24
2.2.2 Máquina automatizada para ensayos de tracción/compresión……...…25
2.2.3 Maquinas automatizad para ensayos de compresión para materiales de construcción……..…….....……...… 26
2.2.4 Maquinas de ensayos de compresión para elementos de hormigón……..……...…. 26
2.3 MÁQUINA PARA PRUEBAS COMPRESIÓN EXISTENTE EN INSTITUCIONES……..... 28
2.3.1 Generalidades……...… 28
2.3.2 Características particulares del equipo…….……..… 29
2.3.3 Datos técnicos…….….. 29

2.3.4 Utilización de la prensa hidráulica modelo 2-1-36…….……. 30
2.3.5 Consideraciones generales para elección del diseño……..….. 30
Restricciones……...…..... 30
Criterios……...…. 30
2.3.6 Búsqueda de soluciones posibles……..… 31
2.3.6.1 Alternativa 1…….……..... 31
2.3.6.2 Alternativa 2…….……..... 32
2.3.6.3 Alternativa 3……..……..... 33
2.3.7 Decisión de la solución……...….. 33
2.3.8 Especificación de la solución……...…. 34

CAPITULO III (DISEÑO DE LA MAQUINA)

3.1 CONSIDERACIONES GENERALES……..... 36
3.2 FUNCIONES, REQUISITOS DE DISEÑO Y CRITERIOS DE EVALUACIÓN..... 38
3.3 CONSIDERACIONES DE DISEÑO…….……..... 38
3.4 SELECCIÓN DE MATERIALES……...……...…..... 39
Acero Estructural..... 39
Acero para pernos..... 40
3.5 CÓDIGOS Y NORMAS (O ESTÁNDARES)……..... 41
3.6 ESFUERZO Y RESISTENCIA…….….. 42
3.6.1 Esfuerzos debido a flexión…….……..... 42
3.6.2 Esfuerzo cortante…….…….... 43
3.6.3 Factores de diseño……...…….... 44
Materiales dúctiles……...……...…….... 44
3.7 MÉTODOS DE ANÁLISIS DE DISEÑO…….…. 45
3.7.1 Método del esfuerzo de fluencia para esfuerzos estáticos uniaxiales normales en materiales dúctiles ……. 45
3.8 ELABORACIÓN DE BOSQUEJO...……..…….... 46
3.8.1 Diseño estético generado en el análisis del ensayo de compresión…..... 46
3.8.2 Normas para el diseño y construcción de la máquina, generados en el análisis de ejecución del ensayo de compresión……..... 48

3.9 DISEÑO Y DIMENSIONAMIENTO DE LAS PARTES MECÁNICAS..... 51
3.9.1 Especificación de la solución..... 51
3.9.2 Elementos de la máquina que se diseñarán..... 51
3.9.3 Esfuerzo debido a la Flexión..... 52
3.9.3.1 Cálculo entre la placa bastidor frontal, placa para sujeción de platos y placa bastidor posterior..... 52
3.9.3.2 Cálculo entre la placa bastidor frontal, placa base para cilindro y placa bastidor posterior..... 56
3.9.4 Cálculo de Esfuerzos en Tensión..... 60
3.9.5 Cálculo de Concentración de Esfuerzos en Tensión..... 65
3.9.6 Cálculo del espesor de la Placa base..... 71
3.9.7 Simulación de Esfuerzos a Compresión en los platos y la esfera mediante el programa de diseño y simulación SOLIDWORKS..... 69
3.9.7.1 Diseño y simulación del Plato Superior..... 69
3.9.7.2 Diseño y simulación del Plato Inferior..... 71
3.9.7.3 Diseño y simulación de la Esfera..... 73
3.10 UNIONES SOLDADAS..... 76
3.10.1 Procedimientos de soldadura..... 78
Soldadura por arco..... 78
3.10.2 Materiales de aportación..... 78
Electrodos revestidos..... 78
3.10.3 Clasificación de los cordones de soldadura..... 78
3.10.4 Prescripciones de NBE EA-95 para uniones de fuerza..... 81
3.10.5 Recomendaciones para la ejecución de cordones..... 82
3.10.6 Tensiones a considerar en una soldadura de ángulo..... 83
3.10.7 Solicitaciones a flexión..... 85
El Flujo Cortante..... 85
3.11 Dimensionamiento del cilindro hidráulico..... 95
3.11.1 Presión Hidráulica..... 95
3.11.2 Principios básicos para determinar el cálculo de la Fuerza de Empuje..... 95
3.11.3 Cálculos de Fuerza de empuje del embolo del cilindro..... 96

3.11.4 Esquema de un cilindro de simple efecto y sus partes principales……..... 98
3.12 CALCULO DEL RESORTE……..... 99
3.12.1 Diseño de los resortes de extensión……..... 99
Longitud del resorte……..... 100
Diámetros del resorte……..……. 101
Diámetro de alambre……. 101
Tipo del alambre……..……102
Fuerzas en el resorte……..…… 102
3.12.2 CALCULO DEL RESORTE POR MEDIO DEL PRODRAMA MDESING…….……..… 103
Datos de entrada……..… 104
Resultados…….……..… 104
Esquema……..……..….. 105
3.12.3 Análisis de la Cañería utilizada……..…. 105
3.12.3.1 Doblado de tubos…….....…….……. 106
Radio mínimo…….....….. 106
3.13 ANALISIS Y ELECCION DE DISPOSITIVOS Y ELEMENTOS HIDRAULICOS DE ADAPTACION……...…. 107
3.13.1 Cilindro hidráulico utilizado en la máquina para ensayos de compresión.....…… 107
Características……..... 107
Lista de partes y kits de reemplazo para el cilindro hidráulico RC-154……..... 109
3.13.1.1 Velocidad del Cilindro……...……...… 110
3.13.1.2 Cálculos para determinar la Velocidad del émbolo de un cilindro……..... 110
Calculo según tablas establecidas por ENERPAC……..…. 110
Resultados de la lectura de la tabla……...……...…. 111
Cálculo mediante fórmula…….……...…. 111
3.13.2 Selección de la bomba y dispositivos hidráulicos…… 112
Partes para la bomba hidráulica P-392……..… 114

Características de la bomba manual seleccionada……..…. 115

CAPITULO IV (CONSTRUCCION Y ENSAMBLAJE)

4.1 PROCESO DE CONSTRUCCIÓN……...….. 116
4.1.1 Implantación de la solución…….…. 116
4.1.2 Planificación de la construcción……..……..… 116
4.1.3 Organización para la construcción…… 116
Cuadro de elementos a mecanizar……...…..... 117
Cuadro de elementos normalizados a adaptar al conjunto
de la máquina……... 117
4.1.4 Dirección y control de la construcción…… 119
4.1.5 Control en acoples del sistema hidráulico…….....……... 120
Consideraciones generales…… 120
4.1.5.1 Sistema hidráulico de simple efecto…….…. 121
4.1.5.2 Precauciones de seguridad…… 121
4.1.5.2.1 Instrucciones de seguridad para Cilindros……...…. 122
4.1.5.2.2 Instrucciones de seguridad para Bombas……..…...……. 122
4.1.5.2.3 Instrucciones de seguridad para Mangueras y acoples…….....123
4.1.5.2.4 Instrucciones de seguridad para todo el Equipo
Hidráulico…….… 124
4.1.5.3 Conexiones hidráulicas……...……... 125
Instalación de componentes hidráulicos…….……... 125
4.1.5.4 Purga del sistema…….…….…. 126
Cilindros de acción única…….…. 126
4.1.5.5 Funcionamiento del sistema hidráulico……..... 126
4.1.5.6 Inspección del sistema hidráulico acoplado a una estructura……..... 127
4.1.5.7 Mantenimiento del sistema……...……. 127
4.1.5.8 Almacenamiento…….……...… 128
4.2 EVALUACION DE RESULTADOS Y MANEJO DE IMPREVISTO…..... 129
4.3 PRUEBAS CON CARGAS DE TRABAJO……..……..... 130
4.4 MONITOREO DE CONDICIÓN……..……. 130
4.4.1 Procedimiento de control…….…. 130

CAPITULO V (ENSAYO DE COMPRESION EN MADERA)

5.1 ESTUDIO DE LAS PROPIEDADES TECNOLOGICAS DE LA MADERA……...…. 132

5.1.1 Consideraciones generales……..……..… 132

5.1.2 Generalidades de la madera estructural…….....……... 133

5.2 PARTICULARIDADES DE LOS ENSAYOS DE COMPRESIÓN Y TRACCIÓN……..... 133

5.2.1 Observaciones generales……..…. 133

5.2.2 Aplicaciones correspondientes a estos tipos de ensayos…….... 134

5.3 TEORIA DEL ENSAYO DE COMPRESION EN MADERA…… 135

5.3.1 Generalidades……..…….. 135

5.3.2 Diagrama Esfuerzo – Deformación ($\sigma - \varepsilon$)…….....……..... 137

5.3.2.1 Zonas del diagrama esfuerzo – deformación……. 139

5.3.2.1.1 Región lineal (a)…… 139

5.3.2.1.2 Plasticidad perfecta o fluencia (b)……..… 141

5.3.2.1.3 Endurecimiento por deformación (c)……...…. 141

5.3.2.1.4 Estricción (d)……..… 142

5.3.3 Diagrama esfuerzo-deformación para materiales frágiles y dúctiles..... 142

5.3.4 Diagrama Esfuerzo – Deformación generado en compresión……...… 144

5.3.4.1 Grafico Esfuerzo - Deformación para la madera……..…. 144

5.3.5 Análisis de los esfuerzos generados en el plano de falla en la probeta……..……..... 144

5.3.5.1 Variación de los esfuerzos en función de la oblicuidad de una sección……..... 144

5.4 ENSAYO DE COMPRESION EN MADERA……...…. 147

5.4.1 Maquinaria, materiales e instrumentación de medida…….. 147

5.4.1.1 Probetas…… 147

5.4.2 Condiciones para realizar el ensayo..... 148

5.4.3 Consideraciones de la máquina para efectuar el ensayo……..…… 148

5.4.4 Pasos a seguir para la ejecución del ensayo..... 149

5.5 EJECUCIÓN DE LA PRACTICA EN LA MAQUINA PARA ENSAYOS DE COMPRESIÓN……..…..... 151
5.5.1 Interpretación de datos…..…….…..... 152
5.5.2 Ejecución de la practica Nº 1.……...… 154
5.5.2.1 Tabla de anotaciones correspondientes a al ensayo de compresión……. 155
5.5.2.2 Diagrama Esfuerzo vs. Deformación generada en una tabla de Excel……. 157
5.5.2.3 Interpretación del Diagrama Esfuerzo-Deformación…… 158
5.5.2.4 Análisis y Cálculos correspondientes……..... 159
5.5.2.5 Conclusiones y recomendaciones en el ensayo de compresión…..… 160

CAPÍTULO VI (CÁLCULO DE COSTOS)

6.1 COSTO DE HORA – HOMBRE..... 161
6.2 COSTOS DE MECANIZADO..... 161
6.3 CUADRO DE ELEMENTOS A CONSTRUIR..... 162
6.4 CÁLCULO GENERAL..... 163
6.5 COSTO DE PLACAS DE ACUERDO AL MATERIAL Y CORTE POR OXIACETILENICA..... 165
6.6 COSTOS DE ELEMENTOS ADQUIRIDOS..... 166
6.7 ESPECIFICACIÓN DEL CÁLCULO DE COSTOS..... 168
Datos de costo..... 168
Costo de la Placa Bastidor..... 168
6.7.1 Cálculo del costo del material de acuerdo a su peso..... 169
6.7.2 Cálculo del costo que se genera por la longitud de corte mediante Pantógrafo (Oxicorte)..... 170
6.8 COSTO FINAL..... 172

CAPÍTULO VII (CONCLUSIONES, RECOMENDACIONES

7.1. Conclusiones…….. 173
7.2. Recomendaciones…….. 174

BIBLIOGRAFIA..... 176

ANEXOS

ANEXO A1:

PROTOCOLO DE PRUEBAS.

Pruebas de apariencia.

Pruebas dimensionales.

Pruebas de desempeño.

Pruebas de funcionamiento.

ANEXO A2:

PLANOS GENERALES Y EN DESPIESE.

Planos de conjunto.

Planos de despiece.

ANEXO A3:

CATALOGOS

Catalogo de dispositivos hidráulicos.

ANEXO A4

TABLAS UTILIZADAS Y CRONOGRAMA DE DESARROLLO DEL PROYECTO

ANEXO A5

FOTOGRAFIAS DE LA CONSTRUCCION

ANEXO A6

FACTURAS Y PROFORMAS

INDICE DE FIGURAS

CAPITULO I (ESTUDIO TECNICO). **PÁGINA**

Figura 1.1 *Prensas hidráulicas manuales..... 2*

Figura 1.2 *Secciones de tubería y recipientes sometidas a presión..... 3*

Figura 1.3 *Prensa hidráulica moderna..... 6*

Figura 1.4 *Esquema representativo de un cilindro de simple efecto de retroceso..... 9*

Figura 1.5 *Cilindros de simple efecto de empuje..... 10*

Figura 1.6 *Cilindro de doble efecto.....10*

Figura 1.7 *Colapso de componentes del cilindro por demasía de presión.....11*

Figura 1.8 *Colapso del vástago del cilindro.....12*

Figura 1.9 *Vástago del cilindro dañado.....12*

Figura 1.10 *Conectores sobreapretados.....13*

Figura 1.11 *Instalación de cilindros hidráulicos.....18*

Figura 1.12 *Representación de la compresibilidad de los fluidos.....19*

Figura 1.13 *Transmisión de potencia hidráulica por pistón..... 21*

Figura 1.14 *Transmisión de potencia hidráulica a través de tubería..... 21*

Figura 1.15 *Versatilidad en transmisión de fuerzas.....22*

Figura 1.16 *Elevación de un peso grande por una pequeña fuerza a partir de la aplicación del principio de Pascal..... 23*

CAPITULO II (ESTUDIO DE ALTERNATIVAS).

Figura 2.1 *Máquina de ensayos de compresión 1..... 25*

Figura 2.2 *Máquina de ensayos de tracción/compresión.....25*

Figura 2.3 *Máquina de ensayos de compresión 2..... 26*

Figura 2.4 *Máquina de ensayos de compresión 3..... 27*

Figura 2.5 *Tipos de prensas hidráulicas ó máquinas para ensayos de compresión.....27*

Figura 2.6 *Máquina hidráulica para ensayos de compresión de la ESPE..... 28*

Figura 2.7 *Prensa hidráulica con dos apoyos y cilindro hidráulico fijo..... 31*

Figura 2.8 *Prensa hidráulica manual con cuatro apoyos y cilindro hidráulico fijo..... 32*

Figura 2.9 *Prensa hidráulica de sobremesa tipo bastidores y cilindro fijo.....33*

CAPITULO III (DISEÑO DE LA MAQUINA).

Figura 3.1 *Prensa mecánica manual.....36*

Figura 3.2 *Apoyo de rotula según ASTM E9.....48*

Figura 3.3 *Esquema de medición de las deformaciones de la probeta..... 49*

Figura 3.4 *Bosquejo de la Máquina para Ensayos de Compresión..... 50*

Figura 3.5 *Sección de las placas de ref. 1 y ref. 8 en el plano general.....52*

Figura 3.6 *Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector 1.....53*

Figura 3.7*. Placa de ref. 8 en el plano general.....54*

Figura 3.8a) *Placa de ref. 8 en el plano general con rigirizadores 1 y 2..... 55*

Figura 3.8b) *Sección transversal y medidas del centroide.....55*

Figura 3.9 *Sección de las placas de ref. 1 y ref. 18, en el plano general.....56*

Figura 3.10 *Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector 2.....57*

Figura 3.11 *Placa de pos. 18 en el plano general.....58*

Figura 3.12a) *Placa de pos. 18 en el plano general con rigirizadores de pos. 17 y 23*..... *59*

Figura 3.12b) *Sección transversal y medidas del centroide*..... *59*

Figura 3.13 *Establecimiento de Fuerzas y sujeciones para la estructura metálica, simulada en SOLIDWORKS*..... *61*

Figura 3.14 *Vista lateral de la Simulación de esfuerzos mediante SOLIDWORKS (Resultados de simulación de tensiones)*..... *62*

Figura 3.15 *Vista frontal de la Simulación de esfuerzos mediante SOLIDWORKS (Resultados de simulación de Tensiones)*..... *63*

Figura 3.16 *Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector 3*..... *64*

Figura 3.17 *Fuerza de tensión en la placa de bastidor*..... *65*

Figura 3.18 *Concentración de esfuerzos en la placa de bastidor*..... *66*

Figura 3.19 *Placa base de la placa bastidor*..... *67*

Figura 3.20 *Resultados de tensiones generadas a compresión en el plato superior*..... *70*

Figura 3.21 *Resultados del factor de seguridad generados a compresión para el plato superior*..... *70*

Figura 3.22 *Resultados de tensiones generadas a compresión en el plato inferior*..... *72*

Figura 3.23 *Resultados del factor de seguridad generado a compresión en el plato inferior*..... *72*

Figura 3.24 *Ubicación de las Fuerzas y sujeción en el conjunto de apoyo de rotula*..... *74*

Figura 3.25 *Ubicación de las conexiones en el conjunto de apoyo de rotula*..... *74*

Figura 3.26 *Resultados del factor de seguridad generado a compresión en el conjunto de apoyo de rotula..... 75*

Figura 3.27 *Soldadura por arco..... 77*

Figura 3.28 *Soldaduras a tope..... 79*

Figura 3.29 *Soldaduras en ángulo..... 79*

Figura 3.30 *Clasificación de los cordones de soldadura respecto al esfuerzo.....80*

Figura 3.31 *Clasificación de los cordones de soldadura según su posición durante la posición de soldar..... 80*

Figura 3.32 *Soldaduras en ángulo..... 81*

Figura 3.33 *Uniones en ángulo con soldaduras cruzadas (dos cordones)..... 83*

Figura 3.34 *Uniones en ángulo con soldaduras cruzadas (tres cordones)..... 83*

Figura 3.35a*. Plano de los esfuerzos existentes en soldadura 1..... 84*

Figura 3.35b. *Plano de los esfuerzos existentes en soldadura 2..... 84*

Figura 3.36 *Sección de las placas de ref. 1 y ref. 8 en el plano general..... 85*

Figura 3.37 *Unión por soldadura con cordones frontales transversales.....86*

Figura 3.38 *Diagrama representativo de incógnitas.....86*

Figura 3.38b) *Sección transversal y medidas del centroide.....91*

Figura 3.39 *Representación de los cordones de soldadura.....94*

Figura 3.40 *Vistas en corte de un pistón..... 95*

Figura 3.41 *Representación del área de un embolo.....96*

Figura 3.42 *Presión hidráulica en un sistema.....96*

Figura 3.43 *Esquema de un cilindro hidráulico de simple efecto..... 98*

Figura 3.44 *Ventana principal del programa MDESIGN..... 103*

Figura 3.45 *Ventana del programa para ingreso de datos..... 104*

Figura 3.46 *Ventana de resultados en el software..... 104*

Figura 3.47 *Ventana de representación grafica del resorte.....105*

Figura 3.48 *Radio mínimo de curvatura para tubería de acero sin costura, (tomado de la obra Machinery´s Handbook, 1969, Industrial Press, Inc. Nueva)..... 106*

Figura 3.49 *Cilindro hidráulico RC-154.....108*

Figura 3.50 *Lista de partes y kits de reemplazo para el cilindro hidráulico RC-154..... 109*

Figura 3.51 *Esquema representativo al cálculo de velocidad de un cilindro.....110*

Figura 3.52 *Lista de partes para la bomba hidráulica P-392.....114*

CAPITULO IV (CONSTRUCCION Y ENSAMBLAJE)

Figura 4.1 *Sistema hidráulico de simple efecto.....121*

Figura 4.2 *Representación de purga del sistema.....126*

Figura 4.3 *Máquina para ensayos de compresión en madera con capacidad de 15 Toneladas de fuerza..... 129*

CAPITULO V (ENSAYO DE COMPRESION EN MADERA).

Figura 5.1 *Formas correctas de ejecución del ensayo de compresión..... 135*

Figura 5.2 *Conversión de: (a) una curva de carga – elongación a (b) una curva esfuerzo deformación.....137*

Figura 5.3 *Dos tipos de curvas esfuerzo-deformación y método para determinar el esfuerzo de fluencia. (a) límite de fluencia superior e inferior; (b) deformación convencional o desplazamiento.....138*

Figura 5.4 *Diagrama esfuerzo-deformación de materiales dúctiles en tensión (fuera de escala).....139*

Figura 5.5 *Diagrama esquemático esfuerzo – deformación con deformación elástica lineal para ciclos de carga y descarga..... 140*

Figura 5.6 *Diagrama esfuerzo – deformación para materiales frágiles y dúctiles..... 143*

Figura 5.7 *Diagrama esfuerzo – deformación para maderas, a) Compresión paralela a las fibras, b) Compresión perpendicular a las fibras, c) Tracción paralela a las fibras..... 144*

Figura 5.8 *Barra prismática sometida a tensión axial..... 145*

Figura 5.9 *Fractura de un poste corto de madera sometido a compresión..... 146*

Figura 5.10 *a) Probeta y accesorios para el ensayo de compresión paralela a las fibras; b) Probeta y accesorios para el ensayo de compresión perpendicular a las fibras..... 148*

Figura 5.11 *Medidas estándares a las cuales se debe marcar la probeta..... 150*

CAPÍTULO VI (CÁLCULO DE COSTOS).

Figura 6.1 *Esquema de la Placa Bastidor generada en SOLIDWORKS..... 168*

INDICE DE TABLAS

CAPTITULO I (ESTUDIO TECNICO) PÁGINA

Tabla 1.1 *Valores de torsión para conectores lubricados..... 13*

CAPIRULO II (ESTUDIO DE ALTERNATIVAS)

Tabla 2.1 *Características de los modelos de la máquina para ensayos de compresión.....29*

Tabla 2.2 *Precios de máquinas (Prensas hidráulicas) en el mercado exterior..... 34*

CAPITULO III (DISEÑO DE LA MAQUINA)

Tabla 3.1 *Factores de diseño para máquinas..... 39*

Tabla 3.2 *Propiedades de los aceros estructurales.....40*

Tabla 3.3 *Normas ASTM para aceros de pernos..... 41*

Tabla 3.4 *Grados métricos de aceros para pernos..... 41*

Tabla 3.5 *Partes constitutivas de la prensa hidráulica.....51*

Tabla 3.6 *Relación espesor-diámetro-intensidad.....78*

Tabla 3.7 *Valores límite de la garganta de una soldadura en Angulo en una unión de fuerza..... 81*

Tabla 3.8 *Valores de calibre de alambres más comunes..... 101*

Tabla 3.9 *Valores de modulo de elasticidad y tensión del alambre de resorte.....102*

Tabla 3.10 *Tabla de velocidades de cilindros de la marca ENERPAC..... 111*

Tabla 3.11 *Tabla para la selección de bombas manuales..... 113*

CAPITULO IV (CONSTRUCCION Y ENSAMBLAJE)

Tabla 4.1 *Presupuesto de tiempo para ejecución de la obra.....116*

Tabla 4.2 *Elementos que serán maquinados para la construcción de la máquina..... 117*

Tabla 4.3 *Elementos normalizados adquiridos en el mercado..... 118*

CAPITULO V (ENSAYO DE COMPRESION EN MADERA)

Tabla 5.1 *Normas ASTM empleadas para la fabricación de las probetas de madera utilizadas en los ensayos de las Propiedades Mecánicas.....147*

Tabla 5.2 *Tabla para anotaciones correspondientes al ensayo.....152*

Tabla 5.3 *Módulos de Elasticidad de maderas típicas.....153*

Tabla 5.4 *Tabla para apuntes de los resultados calculados.....154*

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.

En los últimos tiempos, el rápido desarrollo alcanzado por la ciencia y la tecnología exigen tanto a empresas como a instituciones considerables cambios e innovaciones dentro de sus distintas áreas de trabajo, en la Universidad Politécnica Salesiana no es la excepción y es por ello que se ha visto la necesidad de implementar dentro del Laboratorio de Resistencia de Materiales una máquina apta para realizar las distintas prácticas de compresión en madera que se vienen estudiando en las aulas.

El no tener una máquina de ensayos de compresión disponible en la Facultad, ha originado en varias ocasiones que los alumnos no obtengan los conocimientos suficientes respecto al principio básico de un ensayo de compresión REAL, en la actualidad este tipo de estudios se vienen realizando en condiciones ajenas a nuestra institución lo que ocasiona una pérdida de tiempo para la labor académica, consecuentemente un pequeño porcentaje de los estudiantes se han quedado tan solo con las bases teóricas del estudio en los materiales sometidos a este tipo de pruebas. La materia recibida en clases debería ser complementada con la práctica real y luego de un análisis poder interpretar y determinar en cada una de las probetas utilizadas:

- ✓ La máxima carga que resisten.
- ✓ Sus dimensiones, deformaciones y ángulo de plano de falla.
- ✓ Los principales tipos de fallas que se dan en este tipo de pruebas.
- ✓ Los esfuerzo que se desarrollan al someter a la probeta al ensayo de compresión.

Entonces mediante la compilación de una base de resultados y conjuntamente con cálculos matemáticos se podrá establecer datos reales de las características mecánicas que presentan algunos tipos de madera aprovechados en este tipo de ensayo para luego ser aplicados al campo más favorable de acuerdo a su utilidad.

Al cumplir con el objetivo planteado que es la construcción de la máquina para ensayos de compresión en madera con capacidad de quince toneladas de presión se facilita a los estudiantes de la Carrera de Ingeniería Mecánica la utilización de dicho mecanismo para los fines correspondientes a las prácticas del laboratorio, aportando de esta manera con una mejor formación para los profesionales dentro de la Facultad sin tener la necesidad de trasladarse a otras instituciones para efectuar los ensayos detallados, además se contribuye favorablemente en el constante desarrollo tanto tecnológico como académico de la Universidad Politécnica Salesiana.

JUSTIFICACION.

Es de mucha importancia para el estudiante, la accesibilidad a una máquina apropiada para los ensayos de compresión donde se ejecute y permita realizar las diferentes prácticas en algunas clases de madera, y se admitan recoger datos reales para fines de cálculos respectivos a la práctica, para de esta manera enriquecer a los alumnos de la Universidad Politécnica Salesiana con conocimientos adecuados dentro del área de resistencia de materiales.

Con la máquina para ensayos de compresión en madera, los alumnos de la carrera de Ingeniería Mecánica consolidarán sus conocimientos a través del empleo del sistema, llegando así a un análisis de:

- ✓ Sus características de funcionamiento, mantenimiento y manipulación.
- ✓ Las aplicaciones típicas en la ejecución de ensayos a compresión.
- ✓ Los resultados que se ofrecen al someter a la probeta deseada a esfuerzos de compresión y que se realizan de acuerdo a parámetros establecidos.
- ✓ Las propiedades y características que brindan los materiales (madera) luego de realizar el estudio técnico y matemático respectivo.

ALCANCE.

El diseño y fabricación de la máquina para ensayos a compresión está destinado a lograr un funcionamiento óptimo tanto mecánico como hidráulico, con la finalidad de obtener un ensayo eficiente en algunos tipos de maderas suaves como lo son el, Tangare o Cedro, Ciprés, Nogal, Laurel, Malva y entre otras clases de madera favorables a este tipo de prácticas en el laboratorio.

Este equipo proporciona fuerzas hasta un máximo de 15 Toneladas de presión, generadas por un sistema mecánico-hidráulico adaptado al conjunto matriz donde se realiza el ensayo de compresión, permitiendo ejercer energías constantes sobre el pistón para ser aplicadas sobre las probetas a ensayar.

El mecanismo se emplea para probetas rectangulares de 5x5x20cm, para los cuales se tiene que diseñar dispositivos de platos superior e inferior donde se aloja y centra el elemento a ensayar.

Para dejar la máquina en condiciones de funcionamiento se realizará un análisis adecuado respecto a la ubicación y anclaje del equipo tomando en cuenta la forma, el peso propio de la máquina y la fuerza máxima que se aplica en el momento del ensayo.

La purga del sistema de bombeo se detalla en un cronograma instructivo donde se especifican cada uno de los pasos a seguir de tal forma que la persona que manipule el equipo se encuentre enteramente ligada a su funcionamiento.

Además se logra apreciar datos reales en el momento de su funcionamiento siendo la lectura en la escala del manómetro en PSI.

OBJETIVOS.

Objetivo general

Diseñar y fabricar una máquina para ensayos a compresión en madera para obtener un funcionamiento óptimo en sus sistemas mecánico e hidráulico alcanzando hasta una capacidad máxima de 15 Toneladas.

Objetivos específicos

- ✓ Realizar un análisis comparativo de alternativas de máquinas para ensayos de compresión existentes en el mercado para determinar las características técnicas del equipo.
- ✓ Diseñar y elaborar planos basados en normas técnicas y características preestablecidas.
- ✓ Producir, ensamblar y adaptar los elementos necesarios tanto para su sistema interno como externo de acuerdo a planos establecidos.
- ✓ Elaborar una guía técnica para el desarrollo de las prácticas en la máquina, conjuntamente con un manual de uso, de funcionamiento y mantenimiento para el dispositivo.
- ✓ Efectuar un análisis de Costo-Beneficio para determinar las bondades de la máquina.

HIPOTESIS.

Hipótesis general.

Los sistemas mecánico e hidráulico de la máquina para ensayos de compresión en madera, construidos para el Laboratorio de Resistencia de Materiales de la Universidad Politécnica Salesiana desde el año 2009 hasta el 2010, utilizando la materia prima, sistemas mecánicos e hidráulicos existentes en nuestro medio soportarán 15 toneladas.

METODOLOGIA.

Investigación exploratoria.

"Los estudios exploratorios permiten aproximarse a fenómenos desconocidos, con el fin de aumentar el grado de familiaridad y contribuyen con ideas respecto a la forma correcta de abordar una investigación en particular. Con el propósito de que estos estudios no se constituyan en pérdida de tiempo y recursos, es indispensable aproximarnos a ellos, con una adecuada revisión de la literatura."

(HERNÁNDEZ, FERNÁNDEZ y Otros, Roberto, Carlos, "Metodología de la Investigación", 3ra edición, México, Editorial Mc Graw Hill, 2004, página 115-116)

El desarrollo de la presente tesis, parte de una idea principal que es la realización de ensayos de compresión en probetas de madera. Entonces se inicia con el análisis del funcionamiento de una máquina para realizar ensayos de compresión (prensa mecánica), para determinar los componentes mecánicos e hidráulicos que la conforman, en esta parte se hace referencia al uso de la investigación explorativa, ya que la información que se obtiene, provienen de las actividades realizadas por el investigador las mismas que serán analizadas y aplicadas a la realidad con el propósito de crear el fenómeno mismo que se indaga, y así poder observarlo.

Investigación documental.

"La investigación documental se caracteriza por el empleo predominante de registros gráficos y sonoros como fuentes de información. Generalmente se le identifica con el manejo de mensajes registrados en la forma de manuscritos e impresos, por lo que se le asocia normalmente con la investigación archivística y bibliográfica. El concepto de documento, sin embargo, es más amplio. Cubre, por ejemplo: películas, diapositivas, planos y discos".

(MUÑOS, Carlos, "Como elaborar y asesorar una investigación de tesis", 2da edición, España, Editorial "Prentice Hall", 1998, página 300)

Es importante recalcar que para el cumplimiento de los objetivos específicos planteados se requiere de la utilidad de este método ya que por tratarse de un estudio principalmente de investigación se tendrá que recopilar una infinidad de datos correspondientes a informaciones de diseño, construcción, funcionamiento, manipulación, mantenimiento y de aplicación de la máquina para ensayos de compresión, y así cumplir con un solo fin que es la utilización de la máquina para ejecutar los ensayos de compresión en maderas suaves.

Acudiremos a libros, manuales, normas, presentaciones, software, planos que nos ayuden a encontrar referencias específicas para continuar con la construcción del equipo y así cumplir con nuestro objetivo general.

Método experimental.

"El método experimental ha sido uno de los que más resultados han dado. Aplica la observación de fenómenos, que en un primer momento es sensorial. Con el pensamiento abstracto se elaboran las hipótesis y se diseña el experimento, con el fin de reproducir el objeto de estudio, controlando el fenómeno para probar la validez de las hipótesis".

(VARGAS, Alfonso, "Investigación y Metodología del trabajo académico", 2da edición, Colombia, Editorial Educativa EDIAV, 2004, página 233)

Nuestra forma de estudio se basa en la recopilación y análisis de información necesaria, para la elaboración de planos, diseño y construcción de piezas, análisis de mecanismos hidráulicos, ensamblaje de elementos, creación de manuales y una guía técnica; esta calidad de estudio es respaldada por el método experimental ya que partimos de supuestos lógicos que serán enteramente desarrollados con la ayuda de métodos planteados para luego acercarnos a la realidad que es la construcción de la máquina para ensayos de compresión con sus respectivas características físicas y técnicas.

Es importante mencionar el método experimental es el apropiado para el desarrollo del diseño de la máquina para ensayos de compresión, ya que, en esta parte se involucran cálculos respectivos los cuales son efectuados de acuerdo al razonamiento lógico y conocimientos adquiridos por nuestra parte.

Investigación de campo.

"La investigación de campo es aquella en que el mismo objeto de estudio sirve como fuente de información para el investigador. Consiste en la observación, directa y en vivo, de cosas, comportamiento de personas, circunstancia en que ocurren ciertos hechos; por ese motivo la naturaleza de las fuentes determina la manera de obtener los datos.

Las técnicas usualmente utilizadas en el trabajo de campo para el acopio de material son: la encuesta, la entrevista, la grabación, la filmación, la fotografía, etc.; de acuerdo con el tipo de trabajo que se está realizado, puede emplearse una de estas técnicas o varias al mismo tiempo. La de campo o investigación directa es la que se efectúa en el lugar y tiempo en que ocurren los fenómenos objeto de estudio".

(HERNÁNDEZ, FERNÁNDEZ y Otros, Roberto, Carlos, "Metodología de la Investigación", 3ra edición, México, Editorial Mc Graw Hill, 2004, página 52)

Acudiremos a la Universidad Politécnica del Ejercito para observar de manera directa a la máquina para ensayos de compresión, además se procederá a realizar una prueba en el equipo con el fin de poder identificar todas las partes de la máquina, su funcionamiento y tener claras las variables que intervienen en el ensayo, en esta parte se aplica claramente a la investigación de campo ya que realizaremos una observación continua y en vivo del equipo para obtener todos los conocimientos e información necesarias que nos permite aproximarnos a ideas reales de su utilidad, con el fin de aumentar el grado de familiaridad y contribuir con ideas respecto a la construcción de la máquina.

CAPITILO I

ESTUDIO TECNICO

1.1 INTRODUCCIÓN.

El ensayo de compresión en la madera, implica un amplio conocimiento en, la ejecución de la prueba de compresión, un correcto y adecuado conocimiento de la máquina ejecutora de las prácticas correspondientes, un agradable entendimiento de los sistemas que conforman la máquina para ensayos de compresión, una correcta interpretación y evaluación de los resultados obtenidos en la práctica, y un buen manejo del entorno implicado en el trabajo, todos estos parámetros están afines con nuestro desarrollo intelectual los cuales son alcanzados durante una completa investigación, las deducciones e interpretaciones se establecen previo a un análisis técnico logrado en los estudios correspondientes.

Manteniendo clara la idea de cómo y en qué condiciones se realiza el ensayo de compresión en madera, se inicia al estudio de la máquina apropiada para ejecutar dicho trabajo.

1.2 MÁQUINAS PARA ENSAYOS DE COMPRESIÓN.

La máquina para ensayos de compresión en madera con capacidad de quince toneladas de presión, conserva el mismo principio de funcionamiento que la de una prensa hidráulica manual, es por ello que se inicia y se realiza un estudio completo de lo que es dicho mecanismo y que a continuación se detalla.

1.2.1 Prensas Hidráulicas.

> "El ingeniero británico Joseph Bramah inventa la prensa hidráulica, dicho mecanismo sirve para comprimir un material entre dos cabezales logrando la deformación permanente para embutir, dar forma, incluso cortar un determinado material y para probar materiales sometidos a grandes presiones, mediante la aplicación de una carga." [1]
>
> Su principio de funcionamiento cumple con la ley más elemental de la física referida a la hidráulica y neumática, fue descubierta y formulada por Blas Pascal en 1653 y denominada Ley de Pascal.

[1] Microsoft Encarta 2009, Microsoft Corporation, Reservados todos los derechos.

Una prensa hidráulica consiste en dos depósitos de aceite de áreas muy distintas que se comunican por su fondo, funciona por medio de una bomba acoplada directamente a un cilindro, y esta presenta la característica de conferir a la carrera del embolo del cilindro a una velocidad máxima cuando su presión que genera es mínima o nula y a una velocidad mínima cuando su presión es máxima, y por consiguiente generando la fuerza de trabajo a través del embolo.

Hoy en día las prensas hidráulicas son la selección preferida en trabajos donde se requieran amplios rangos de aplicación de fuerza, en la siguiente figura se puede apreciar dos tipos distintos de prensas hidráulicas manuales.

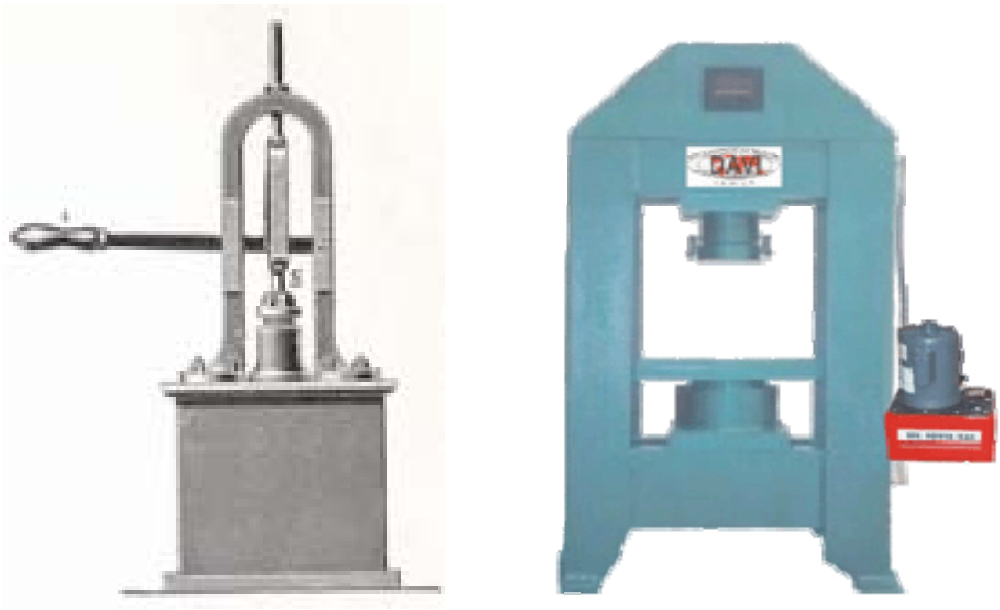


Figura 1.1 *Prensas hidráulicas manuales.* [1]

1.2.1.1 Ley de Pascal

Fundada por Blaise Pascal (1623 – 1662). Esta ley establece que: "La presión existente en un líquido confinado se transmite sin disminución y actúa igualmente en todas direcciones y lo hace formando ángulos rectos con la superficie del recipiente." [2]

La figura 1.2a ilustra la Ley de Pascal. El fluido confinado en la sección de una tubería ejerce igual fuerza en todas direcciones, y perpendicularmente a las paredes.

[1] http://www.revista/mecánica/popular.com/volumen9/Agosto1991/Número2
[2] http://www.sapiens.itgo.com/neumatica/hidraulica19.htm

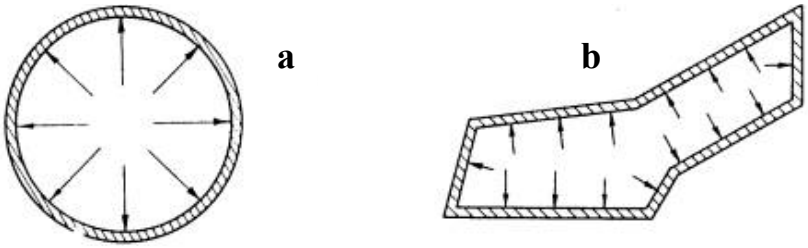


Figura 1.2 *Secciones de tubería y recipientes sometidas a presión.* [2]

La figura 1.2b muestra la sección transversal de un recipiente de forma irregular, que tiene paredes rígidas. El fluido confinado en el ejerce la misma presión en todas las direcciones, tal como lo indican las flechas. Si las paredes fueran flexibles, la sección asumiría forma circular. Es entonces la Ley de Pascal que hace que una manguera contra incendios asuma su forma cilíndrica cuando es conectada al suministro.

1.2.2 Análisis entre prensas mecánicas e hidráulicas.

Para el siguiente análisis se toma como elemento de comparación a una prensa mecánica ya que las prensas se clasifican por su mecanismo de conducción, en mecánicas o hidráulicas.

Prensa mecánica.- El motor hace girar un volante de la prensa que está unido al cigüeñal de la misma directamente o por medio de engranes o bandas, operándose con auxilio de un embrague de fricción. Este embrague es accionado por medio de un pedal o por un dispositivo de pulsante. El embrague se desconecta automáticamente después de cada revolución, a no ser que el operador mantenga oprimido el pedal, en cuyo caso la prensa repite el trabajo. Una biela transmite el movimiento del cigüeñal a una parte móvil de la prensa o ariete, deslizándose éste en unas guías. Después de que el embrague desconecta al volante, un freno detiene el movimiento del propio cigüeñal.

1.2.3 Características de una prensa hidráulica en relación a una prensa mecánica.

1.2.3.1 La fuerza total por toda la carrera.- Es posible mantener el total de la fuerza a lo largo de la carrera, no solamente al fondo o el final de la carrera como en las prensas mecánicas.

[2] http://www.sapiens.itgo.com/neumatica/hidraulica19.htm

La ventaja de esta es quitar la necesidad de hacer cálculos de la presión del tonelaje al principio de la carrera.

1.2.3.2 Más capacidad a menos costo.- Por su potencia de fuerza no hay ninguna máquina que de la misma fuerza por el mismo precio. La carrera del embolo del cilindro no es un problema complejo, por el contrario, es fácil aumentar esta medida con la instalación de alzas o platinas. También se puede aumentar el claro máximo.

1.2.3.3 Menos costo de mantenimiento.- Las prensas hidráulicas son bastantes sencillas en su diseño, con pocas partes en movimiento y están siempre lubricadas con un fluido de aceite bajo presión. En las pocas ocasiones de avería casi siempre son defectos menores, sea el empaque, los conectores hidráulicos, y a veces una válvula, que son fáciles a restaurar. En cambio, en las prensas mecánicas, un cigüeñal roto es significativo tanto en el costo de la parte como la pérdida de producción. No solo es el menor costo en estas partes, sino también se puede reparar sin tener que hacer maniobras de desmontar piezas de gran tamaño, reduciendo tiempos de mantenimiento, y con menos afectación en la producción.

1.2.3.4 Seguridad de sobrecarga incluida.- Con una prensa de 100 toneladas si se calibra una fuerza de 100 toneladas, no se corre el riesgo de romper troqueles o la misma prensa por un excedente de fuerza; ya que al tener el máximo de fuerza permitida, se abre una válvula de seguridad.

1.2.3.5 Mayor flexibilidad en control y versatilidad.- Como siempre se puede mantener un control en una prensa hidráulica, como lo es fuerza, carrera, tiempo de trabajo, movimientos con secuencia, etc. Se puede disponer de una velocidad rápida de aproximación, y otra de trabajo, con ventajas de productividad, y de cuidado de herramientas. En una prensa hidráulica se puede controlar distancias de profundidad, aproximación y tiempos de trabajo. Este mecanismo permite realizar trabajos en ancho rango según su fuerza. Entre ellos son: el embutido profundo, reducción de longitudes, formado, estampado, troquelado, punzonado, prensado, ensamble ajustado, y enderezado. También es muy útil en los procesos de, formado de sinterizado de ruedas abrasivas, la adhesión, el brochado, compresión a plástico y a hule (goma, caucho).

1.2.3.6 Más compactas.- Un Ejemplo: Aunque una prensa muy común de 20 toneladas mide 1.7 m por 0.7 m por 1.5 m, una prensa de 200 toneladas solo mide 2.1 m por 1.2 m por 2 m, efectivamente con 10 veces más de capacidad pero solo un poco más grande. Entonces mientras se va incrementando la fuerza, se va economizando costos.

1.2.3.7 Menos ruido.- Con menos partes movibles, y sin rueda volante, el nivel de ruido iniciado por la prensa hidráulica es mucho menos que la mecánica. Armadas según las normas, aunque están a toda presión, las bombas imiten ruidos bajos gracias a su diseño y al líquido que utilizan.

1.2.3.8 La seguridad.- Las dos clases si se instalan y se usan de manera apropiada no presentan peligro alguno para el operario, pero si lucen de mayor seguridad las prensas hidráulicas por el hecho de que mantienen un control completo con su sistema hidráulico el cual es mucho más fácil de manipular en comparación con el mecánico.

1.2.4 Limitaciones de las prensas hidráulicas.

1.2.4.1 La velocidad.- No existe ninguna prensa hidráulica que sea tan rápida como una mecánica. Si es que solo importa que la prensa sea rápida y la alimentación sea corta, es mejor una prensa mecánica.

1.2.4.2 Equipo de aproximación automático.- Las prensas hidráulicas requieren otra fuerza externa para aproximar el embolo del cilindro respecto a la materia prima. El alimentador requiere su propia fuerza, luego tiene que estar integrado con el sistema de control de la prensa.

1.2.5 Prensas Hidráulicas modernas

Con el pasar de los tiempos nuevas técnicas de desarrollo se han implantado a las prensas hidráulicas es por ello que en la actualidad existen novedosos modelos de prensas dotadas con dispositivos automáticos capases de ser activados y controlados por sistemas operacionales como lo es un Control Lógico Programable o PLC, sin embargo, poner en marcha satisfactoriamente estos mecanismos conlleva elevados costos y los mejores esfuerzos de los ingenieros, especialistas y técnicos, en la siguiente figura se puede apreciar un tipo de prensas hidráulicas modernas.

Figura 1.3 *Prensa hidráulica moderna.* [3]

1.2.5.1 Principales características de Prensas hidráulicas modernas.

1.2.5.1.1 Más rápidas y más fiables que nunca.

Son más rápidas y más confiables debido al mejoramiento de la tecnología, inclusive: los nuevos sellos, mejores bombas, las mangueras reforzadas y los acoplamientos mejorados marcan un gran paso en el desarrollo. También el uso de controles PLC y otros controles electrónicos ha mejorado la velocidad y la flexibilidad de estas prensas en el proceso de manufactura, y un gran desarrollo industrial se está logrando con la integración de las prensas con interfaces con la computación y monitoreo.

1.2.5.1.2 Más productivas en alimentaciones manuales.

Las prensas hidráulicas ofrecen obvias ventajas competitivas en alimentaciones manuales, ya que en este mecanismo se puede controlar de mejor manera el espacio de trabajo gracias a su diseño y dispositivos electrónicos, además son muy fáciles de cambiar sus herramentales para luego seguir con un nuevo trabajo.

[3] http://www.mecanizadosalcoy.es/masa-web-sp.htm - 2k

Mantiene la fuerza máxima por lo largo de toda la carrera, así que no se tiene que preocupar del punto de máxima fuerza, allí siempre está. Lo que no pasa en una prensa mecánica ya que la fuerza que se ejerce al fijar o ajustar la carrera es variable.

1.2.5.1.3 Flexibilidad en muchas aplicaciones.

Hoy en día se ven las prensas hidráulicas en trabajos de alto volumen en los procesos de manufactura así como los siguientes:

- ✓ El ensamble de ajuste a presión, compresión de láminas, corte de planchas, conformado de cualquier metal de espesor apropiado en varias formas o figuras, ejemplo una campana.
- ✓ La manufactura de cubiertos u ollas de metal en plano.
- ✓ En la industria automotriz el oprimir los ejes a las bombas de agua o los rodantes a las transmisiones, encamisado de cámaras para pistones, o el ensamble de los amortiguadores.
- ✓ Industria aeronáutica, marítima,….. etc.

1.2.6 Guía para seleccionar una prensas hidráulica.

1.2.6.1 El tonelaje (La Fuerza).

¿Se requiere la misma fuerza de una prensa hidráulica o de una prensa mecánica para hacer un trabajo?

Por lo general si se requiere de la misma fuerza en los dos mecanismos. No se destacan distinciones en los cálculos de fuerza ni en el herramentado. Sin embargo, en la prensa hidráulica es fácil ajustar la fuerza adecuada y precisa para cada trabajo en particular gracias a la lectura de su manómetro.

1.2.6.2 La acción de la máquina.

¿Es lo mismo el efecto de la carrera con una prensa hidráulica que con una mecánica?

En la mayoría de los casos si es lo mismo pero hay excepciones. Algunas prensas mecánicas son mejores para la producción de joyas y trabajos de impacto. Al contrario, en los trabajos de embutido profundo, los hace mejor una prensa hidráulica.

A partir de esos casos, hay pocos ejemplos donde los resultados son mejores con el uso de las prensas hidráulicas que con las mecánicas, trabajando con el mismo herramental. El cizallamiento (esfuerzo cortante) sale siendo igual en los dos tipos de máquinas.

1.2.6.3 La selección de tipo de prensa.

Las prensas de tipo "C" ofrecen la ventaja de acceso desde tres lados. Las prensas de Cuatro Columnas aseguran una fuerza muy paralela. Las prensas de "Lados rectos nos da la rigidez suficiente para hacer los trabajos de transferencia.

Cuanto más crítico sea el trabajo y se requiera mayor tolerancia, se deberá poseer un amplio rango de seguridad respecto al tonelaje aplicado.

1.2.6.4 Calidad.

Se sabe que existen varias clases en cuanto a la calidad de máquinas. Hay prensas más ligeras capaces de darle al material unos "toques ligeros", también hay prensas de contracción pesadas para trabajar bien el metal.

Además estos son algunos de los detalles sobre la construcción de las prensas que se tomaran en cuenta para poder hacer una buena comparación entre prensa y prensa.

- ✓ **El cuerpo.-** Fíjese en la construcción de la estructura: su rigidez, el grueso de la platina, su capacidad por dimensiones, y otros factores.
- ✓ **El cilindro.-** ¿Cuál es su diámetro? ¿Cuál es su forma de construcción? ¿Qué empresa la fabricó? ¿Es fácil darle servicio o mantenimiento?
- ✓ **La presión máxima del sistema.-** ¿Qué presión se quiere en el sistema para que la prensa llegue a su fuerza máxima?, "Por lo común está entre 9000 hasta 10000 psi." [3]
- ✓ **La velocidad.-** debe mantener una velocidad apropiada de acuerdo al trabajo a realizar en el equipo.

[3] http://www.mecanizadosalcoy.es/masa-web-sp.htm - 2k

1.3 DISPOSITIVOS HIDRÁULICOS

En los sistemas hidráulicos y neumáticos la energía es transmitida a través de tuberías. "Se mencionan estos dos tipos de sistemas ya que estos comparten el mismo principio de funcionamiento, la única diferencia es que el fluido correspondiente a los dos casos son aire y aceite derivado del petróleo respectivamente. La energía que generan, está en función al caudal y presión del aire o aceite que circula en el sistema." [4]

El cilindro es el dispositivo más comúnmente utilizado para la conversión de la energía hidráulica en energía mecánica (desplazamiento lineal).

La presión del fluido determina la fuerza de empuje de un cilindro, el caudal de ese fluido es quien establece la velocidad de desplazamiento del mismo. La combinación de fuerza y recorrido produce trabajo, y cuando este trabajo es realizado en un determinado tiempo produce potencia.

1.3.1 Cilindro neumático de Simple efecto.

Son utilizados cuando es necesaria la aplicación de fuerza en un solo sentido. El fluido es aplicado en la cara delantera del cilindro y la opuesta conectada a la atmósfera como se aprecia en la figura 1.4.

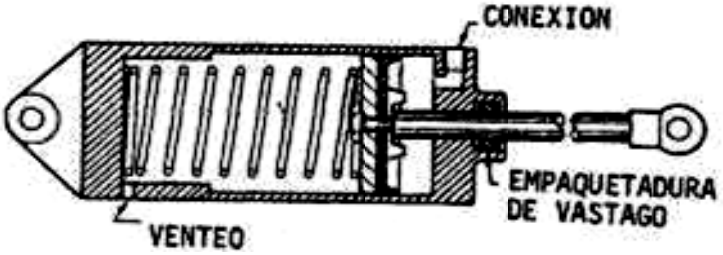


Figura 1.4 *Esquema representativo de un cilindro de simple efecto de retroceso.* [4]

Después de que la carrera de retroceso se ha completado, el pistón es retornado a su posición original por la acción de un resorte interno, externo, gravedad u otro medio mecánico. En este caso el fluido actúa sobre el área "neta" del pistón por lo tanto para el cálculo de fuerza debe restarse el área representada por el vástago.

El resorte de retorno está diseñado exclusivamente para vencer la fricción propia del cilindro y "no" para manejar cargas externas.

[4] http://www.sapiens.itgo.com/neumatica/neumatica19.htm
[4] Idem.

En la figura 1.5A y 1.5B vemos un cilindro de simple efecto de empuje, estos cilindros se emplean en carreras cortas y diámetros pequeños para tareas tales como sujeción de piezas.

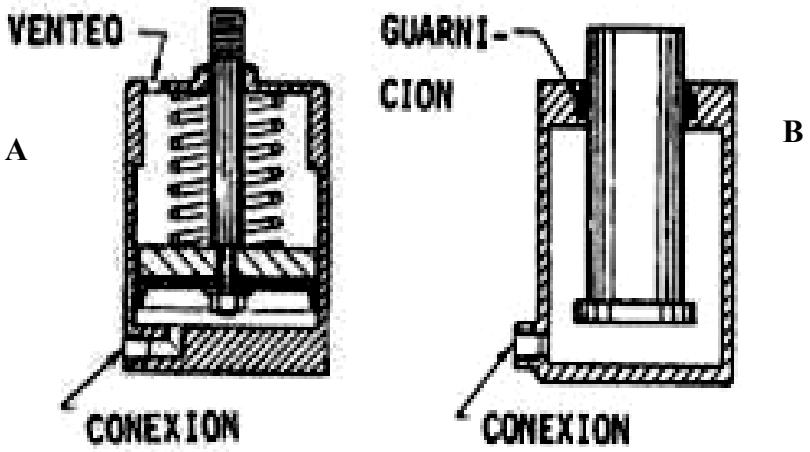


Figura 1.5 *Cilindros de simple efecto de empuje.* [5]

En estos elementos, el fluido desplaza al vástago que esta empaquetado por la guarnición existente en el cabezal delantero. En estos casos, para el cálculo de fuerza, el área neta a tomarse en cuenta esta dada por el diámetro de pistón.

El vástago de la figura 1.5B retorna a su posición original por acción de la gravedad.

En la figura 1.6, vemos un corte esquemático de un cilindro típico. Este es denominado de doble efecto por que realiza ambas carreras por la acción del fluido. Las partes de trabajo esenciales son: 1) La camisa cilíndrica encerrada entre dos cabezales, 2) El pistón con sus guarniciones, y 3) El vástago con su buje y guarnición.

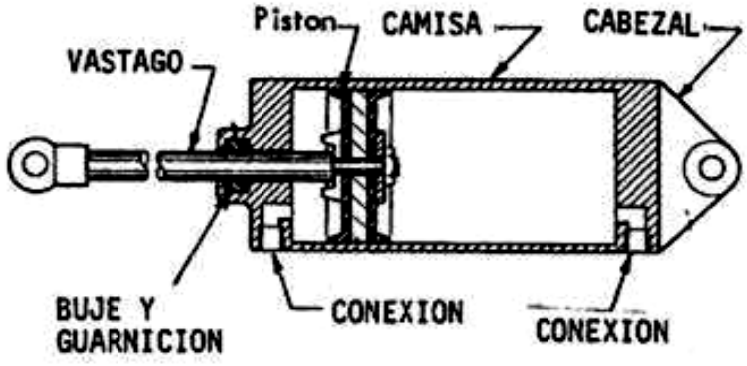


Figura 1.6 *Cilindro de doble efecto.* [6]

[5] http://www.sapiens.itgo.com/neumatica/neumatica19.htm
[6] Idem.

1.3.2 Cuidados a los Cilindros Hidráulicos

Durante la operación el cilindro hidráulico puede experimentar daños si no se tiene un adecuado cuidado, los problemas que se presentan son los siguientes:

- ✓ La presión de operación de la bomba excede el rango de presión del cilindro hidráulico.
- ✓ Se doblan las articulaciones del cilindro cuando se extiende o retrae.
- ✓ El vástago del cilindro se dobla o daña.
- ✓ Fugas en los conectores de los puertos del cilindro.

Para evitar éstos problemas refiérase a la siguiente información e identifique las causas más comunes que puedan dañar al cilindro. Realice la acción correctiva según sea el caso para prevenir daños en el cilindro.

IMPORTANTE: Los componentes hidráulicos deben estar libres de contaminantes para brindar mayor durabilidad.

1.3.2.1 Demasiada Presión:

Si la presión de la bomba excede el rango del cilindro, las varillas tensoras pueden estirarse y llegar a romperse. La excesiva presión puede forzar el sello estático de la ranura de instalación, provocando fugas en el cilindro.

Revise siempre que la presión de la bomba, no exceda el rango de presión del cilindro, en la siguiente figura se puede apreciar el colapso de los componentes al ejercer demasiada presión en el cilindro.

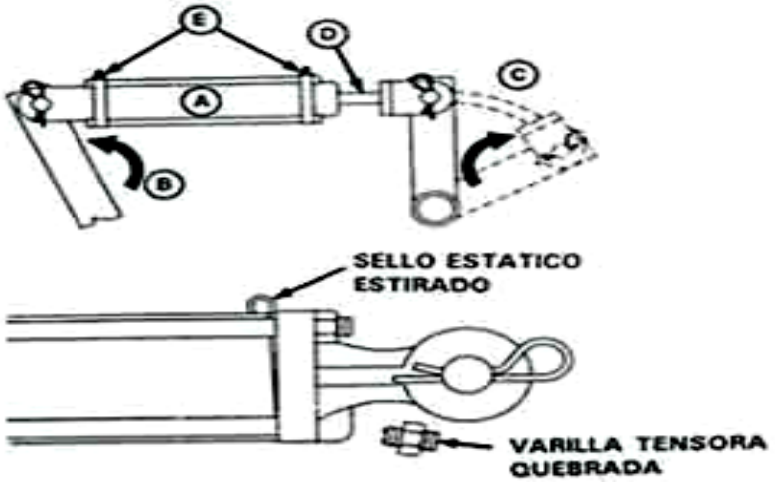


Figura 1.7 *Colapso de componentes del cilindro por demasía de presión.* [7]

[7] http://www.sapiens.itgo.com/neumatica/neumatica19.htm

Ejemplo: Una presión del cilindro de 2,500 lb/plg^2 puede ocasionar daños cuando el sistema hidráulico de la bomba tiene una presión cercana o arriba de 3,000 lb/plg^2.

1.3.2.2 Articulaciones Dobladas:

El vástago del cilindro puede "desprenderse" o doblarse cuando se extiende o retrae el cilindro. Cuando se retrae el vástago del cilindro doblado, por lo general se daña la cubierta vaciada del cilindro. No se recomienda accionar el cilindro bajo estas condiciones. Revise el recorrido de las articulaciones del cilindro y que no tenga desgaste ANTES, DURANTE Y DESPUÉS de la operación inicial para asegurarse de que tenga un movimiento libre, en la figura 1.8 se aprecia como falla el vástago del cilindro.

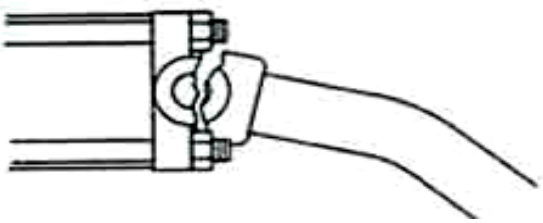


Figura 1.8 *Colapso del vástago del cilindro.* [8]

1.3.2.3 Vástago del Cilindro dañado:

El vástago del cilindro puede dañarse o bien, puede rayarse la capa metálica cromada, cuando el vástago hace contacto o fricciona con partes estacionarias al extenderse o retraerse. Un vástago del cilindro dañado, puede ocasionar daños al sello y anillos, provocando fugas en el cilindro. Almacene el cilindro con el vástago retraído para evitar daños. Si el cilindro no se puede retraer para su almacenaje, aplique grasa al área expuesta con el fin de proteger la capa cromada, en la siguiente figura se aprecia un vástago de cilindro dañado.

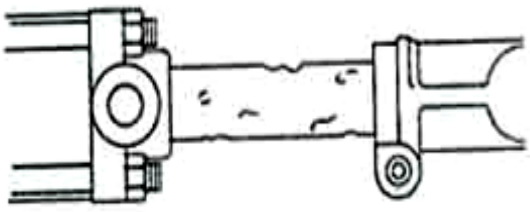


Figura 1.9 *Vástago del cilindro dañado.* [9]

[8] http://www.sapiens.itgo.com/neumatica/neumatica19.htm
[9] Idem.

1.3.2.4 Fugas por sobreapriete de los Conectores Roscados:

Cuando se aprieta los conectores más allá de los valores de torsión recomendados, es una causa común de un cilindro dañado. Utilice los siguientes lineamientos y especificaciones al instalar y apretar los conectores: Cuando se daña el anillo "O" o el sello de la rosca (cinta Teflón o sellador) es generalmente la causa de fugas en los conectores. No apriete los conectores con el fin de detener las fugas; mejor inspecciónelos y/o reemplace el sello, en la figura 1.10 se interpreta el sobreapriete de los conectores, y en la tabla 1.1 se aprecian los valores recomendados para el ajuste de los conectores.

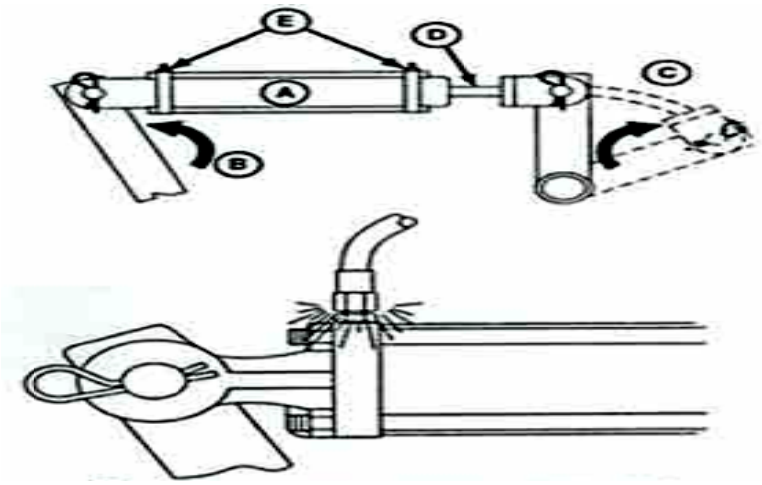


Figura 1.10 *Conectores sobreapretados.* [10]

Los valores de torsión son únicamente para conectores lubricados.

			Vueltas recomendadas de apriete después de apretar al tacto	
Tamaño de la rosca	Tamaño de la tuerca transversal plana (pulg.)	Valor de torsión* Lb/pie	Planas	Vueltas
3/8	3/8	6	2	1/3
7/16	9/16	9	2	1/3
1/2	5/8	12	2	1/3
9/16	11/16	16	2	1/3
3/4	7/8	32	2	1/3
7/8	1	46	1 1/2	1/4
1 1/16	1/4	75	1	1/6
1 3/16	1 3/8	90	1	1/6
1 5/16	1 1/2	105	3/4	1/3
1 5/8	1 7/8	140	3/4	1/8
1 7/8	2 1/8	160	1/2	1/12

Tabla 1.1 *Valores de torsión para conectores lubricados.* [1]

[10] http://www.sapiens.itgo.com/neumatica/neumatica19.htm
[1] Idem.

Lubricación de las Roscas.- Los conectores roscados deben lubricarse antes de ensamblarse. Se recomiendan los siguientes lubricantes:

- ✓ Aceite hidráulico limpio.
- ✓ Aceite para roscas.
- ✓ Adhesivo para fijar roscas (solo si se especifica).
- ✓ Sellador para rosca de tubos o cinta Teflón (si se especifica).

Nota: No utilice cinta Teflón a menos que se especifique el nombre. En caso de especificarse, utilice esta cinta tomando en cuenta los siguientes lineamientos:

- ✓ Dejar descubierta la rosca guía.
- ✓ Aplicar la cinta solo en el área final de la roscada.
- ✓ Estirar la cinta conforme se va aplicando.
- ✓ No utilice más de dos capas de cinta.
- ✓ Cuando reutilice los conectores, limpie todo el residuo de cinta de las roscas, antes de aplicar nuevamente la cinta.

1.3.2.5 Selección de los dispositivos hidráulicos

¿Porque se utilizo la marca ENERPAC?

ENERPAC distribuye una gama completa de herramientas y accesorios de fuerza de excelente calidad para todas las aplicaciones hidráulicas de alta presión, además ofrece una completa asesoría y servicios en varios lugares del mundo gracias a su red de distribuidores autorizados en 17 países.

ENERPAC, siempre a la vanguardia de la tecnología, desarrolla una amplia línea de herramientas que ahorran tiempo y dinero utilizando modernos materiales de ingeniería con el fin de mejorar la productividad y minimizar el cansancio del operario.

Su mejor garantía es lucir herramientas de alta calidad, certificando de esta manera que los productos que usted compra son las mejores herramientas del mundo ya que son sometidos a pruebas bajo las normas más exigentes por lo tanto estos altos estándares garantizan los requerimientos de calidad, precio y rendimiento.

Razones para trabajar con ENERPAC.

- ✓ Diseño especializado.
- ✓ Excelencia en servicio y experiencia mundial.
- ✓ Productos innovadores, alta confiabilidad, excelente calidad y valor.
- ✓ Amplio Stock de repuestos, asesoramiento para aplicaciones, buena disponibilidad y soluciones de sistema.

1.3.3 Bomba Hidráulica.

Una bomba es una máquina hidráulica que transforma la energía (generalmente energía mecánica) con la que es accionada, en energía hidráulica del fluido incompresible y que por lo tanto no alteran la densidad de su fluido de trabajo. Es empleada para elevar, transferir o comprimir líquidos y gases. Las bombas empleadas para gases y vapores suelen llamarse compresores.

Una bomba hidráulica tiene que cumplir dos misiones: mover el líquido y obligarle a trabajar, todas las bombas hidráulicas desplazan líquido, producen un caudal de líquido, y además lo sostienen, contra la resistencia opuesta a su circulación.

Al incrementar la energía del fluido, se aumenta su presión, su velocidad o su altura, todas ellas relacionadas según el principio de Bernoulli. En general, una bomba se utiliza para incrementar la presión de un líquido añadiendo energía al sistema hidráulico, para mover el fluido de una zona de menor presión o altitud a otra de mayor presión o altitud.

1.3.3.1 Teorema de Bernoulli

Fue formulado en 1738 por el matemático y físico suizo Daniel Bernoulli, y anteriormente por Leonhard Euler. El teorema afirma que la energía total de un sistema de fluidos con flujo uniforme permanece constante a lo largo de la trayectoria del líquido en movimiento y en cualquier punto del circuito hidráulico." [5]

[5] CARROBLES - RODRIGUEZ, Marciaal, Felix, "Manual de Mecánica Industrial" Edición 2002, Editorial J.B, Madrid, 2002, página 110.

1.3.3.2 Principio básico de funcionamiento de la bomba hidráulica manual.

La bomba está formada por un pistón que oscila en un cilindro dotado de una válvula para regular el flujo de líquido hacia el cilindro y desde él. En una bomba de acción simple. El bombeo sólo se produce en un lado del pistón, en la que el pistón se mueve arriba y abajo manualmente.

1.3.3.3 Requisitos previos al uso de una bomba manual.

- ✓ La correcta unión de una bomba con un cilindro a través de una manguera hidráulica, constituye una máquina concebida para levantar, tirar, doblar, retener etc... que por su gran capacidad de empuje requiere una utilización segura que anule la posibilidad de accidentes.
- ✓ Utilice material de protección, tales como gafas, botas y guantes de seguridad.

- ✓ Elija un equipo que no sobrepase el 80% de su capacidad nominal durante su utilización y dentro de la amplia gama el más adecuado para la aplicación.
- ✓ Buscar zonas estables para los puntos de aplicación de la carga y zonas seguras para los operadores, separándolos mediante el uso de mangueras suficientemente largas.
- ✓ Bloquear las cargas mecánicamente una vez realizado el movimiento evitando operar debajo de estas.
- ✓ Utilice toda la superficie de apoyo útil del cilindro tanto en la cabeza como en la base. Prever el uso de cabezas basculantes si existe la posibilidad de aplicar cargas laterales.
- ✓ Realizar las operaciones de mantenimiento con los equipos libres de carga y en lugares limpios e iluminados.
- ✓ Prever en la instalación elementos de control (manómetros) que nos informen de la presión de la instalación, con el fin de no superar en ningún caso la capacidad nominal del equipo. Si los criterios de

seguridad así lo exigen prever la utilización de válvula y accesorios de seguridad.

- ✓ Los mandos de la bomba deben de actuarse manualmente, así como las conexiones entre elementos que dispongan de acoples rápidos.
- ✓ Una vez utilizado el equipo, compruebe que no ha sufrido daños, límpielo y protéjalo para su almacenamiento.
- ✓ Limpie los acoples rápidos antes de conectarlos y asegúrese que dicha conexión es perfecta (primeramente introducir a tope y seguidamente roscar a mano). Una mala conexión puede provocar el mal funcionamiento del equipo y puede crear situaciones de peligro.
- ✓ Instalar el equipo de manera que las mangueras no sufran curvaturas agudas o forzadas o la acción de cargas que puedan provocar su rotura.
- ✓ No modificar los equipos (piezas soldadas, alargar palancas de accionamiento), sin consultar al fabricante
- ✓ No utilizar las mangueras para transportar los equipos. Utilizar los mangos de los cilindros si las hubiera y la palanca de la bomba en posición de transporte.
- ✓ Al rellenar la bomba con aceite, utilizar aceite hidráulico recomendado o de semejantes características. Rellenar solamente hasta el nivel señalado y tener en cuenta que el émbolo del cilindro debe de estar recogido.
- ✓ Antes de efectuar cualquier tipo de aplicación asegurarse de la buena instalación, de la seguridad del puesto del operador y imposibilidad de que persona alguna pueda acceder a la zona expuesta.
- ✓ En cualquier caso el operador debe de estar perfectamente instruido en el manejo del equipo y actuar con los criterios lógicos de seguridad, que el movimiento de grandes cargas conlleva.
- ✓ Desembale y verifique visualmente todo el equipo, asegurándose que no haya fugas de aceite, acoples flojos o deteriorados, roscas dañadas, etc... Nunca utilice equipos dañados o presumiblemente en mal estado.

1.3.3.4 Puesta en marcha

- ✓ Monte la instalación según las indicaciones del dibujo comprobando que dispone de todo el material requerido.

- ✓ Compruebe la perfecta instalación y el buen funcionamiento del equipo sin carga, según el siguiente procedimiento.

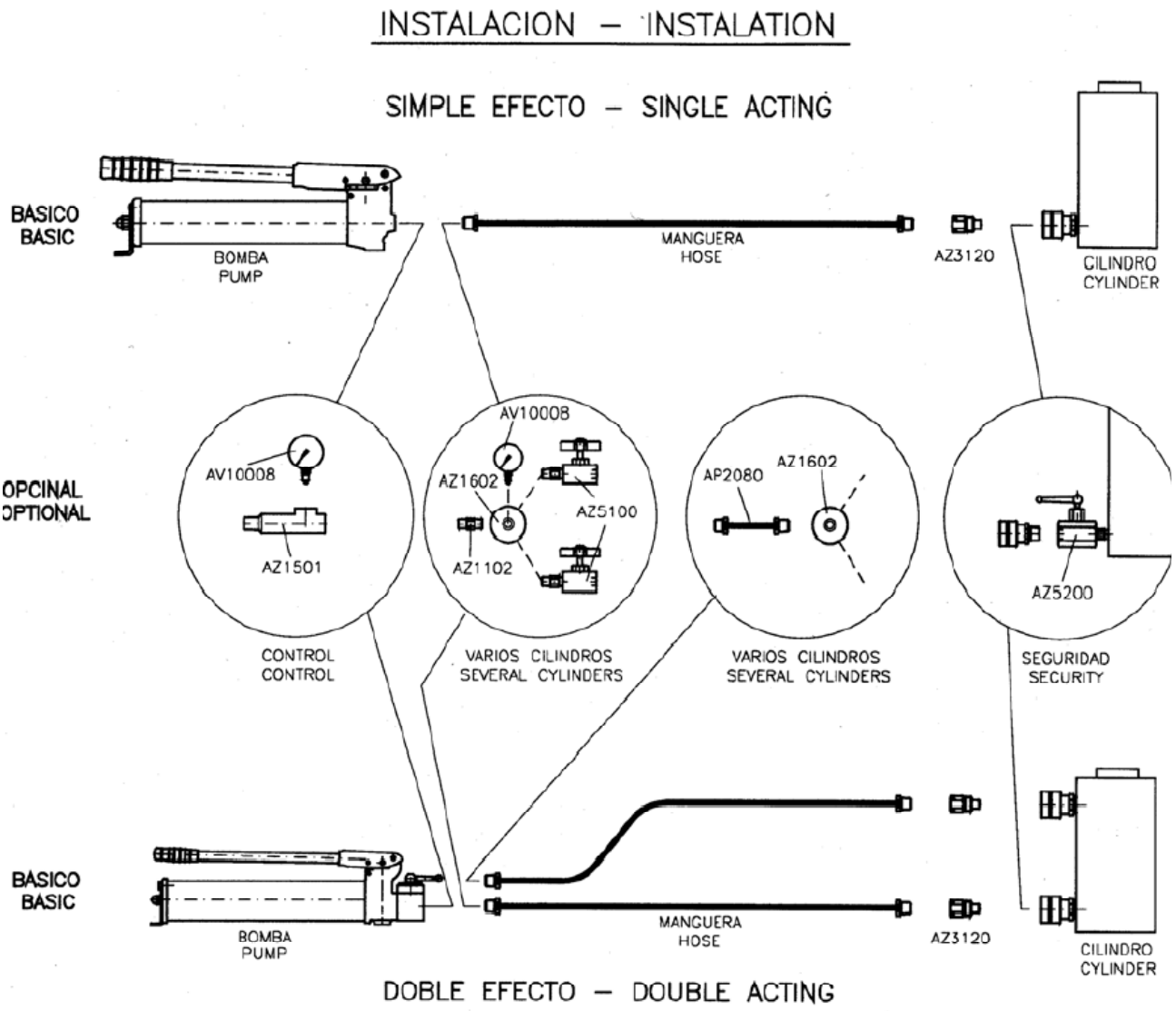


Figura 1.11 *Instalación de cilindros hidráulicos.* [11]

En la figura 1.11 se puede apreciar los elementos que conforman el conjunto hidráulico, estos elementos son necesarios y actúan en conjunto para ejecutar el trabajo del cilindro.

1.3.3.5 Mantenimiento de una bomba manual.

- ✓ Con la bomba en posición vertical (base abajo), abrir el tapón. Comprobar el nivel en la varilla del tapón.

[11] http://pdf.com/instructivo/de/bombas/manuales.html

- ✓ Esta verificación se realizara con el cilindro recogido. Un exceso de aceite en el depósito de la bomba origina presiones internas que provocan un mal funcionamiento
- ✓ Filtrar el aceite antes de introducirlo en el depósito.
- ✓ Una vez utilizado el equipo, limpiarlo y engrasar las zonas expuestas a desgaste u oxidación. La articulación en la palanca de accionamiento de la bomba y las roscas del cilindro.

1.4 SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE ENERGÍA HIDRÁULICA.

Consiste en un sistema en el cual se genera, transmite y controla la aplicación de potencia a través de la circulación de aceite en un circuito.

1.4.1 Leyes físicas relativas a los fluidos.

Hay infinidad de leyes físicas relativas al comportamiento de los fluidos, muchas de ellas son utilizadas con propósitos científicos o de experimentación, nosotros nos limitaremos a estudiar cómo se estableció en un principio la Ley Física de Pascal ya que la misma tiene aplicación práctica en nuestro trabajo.

1.4.2 Compresibilidad de los Fluidos.

Todos los materiales en estado gaseoso, líquido o sólido son compresibles en mayor o menor grado. "Para las aplicaciones hidráulicas usuales el aceite hidráulico es considerado incompresible, si bien cuando una fuerza es aplicada la reducción de volumen será de 1/2 % por cada 70 Kg/cm² de presión interna en el seno del fluido." [6]

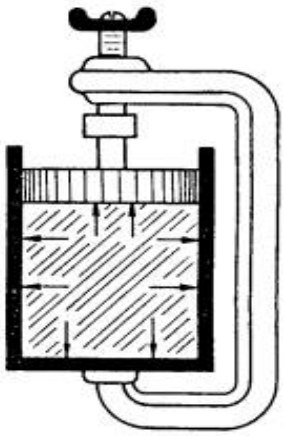


Figura 1.12 *Representación de la compresibilidad de los fluidos.* [12]

[6] http://www.festo.com/argentina/104.htm
[12] Idem.

De la misma forma que los diseñadores de estructuras deben tener en cuenta el comportamiento del acero a la compresión y elongación, el diseñado hidráulico en muchas instancias debe tener en cuenta la compresibilidad de los líquidos, podemos citar como ejemplo, la rigidez en un servomecanismo, o el volumen de descompresión de una prensa hidráulica para prevenir el golpe de ariete.

1.4.2.1 Rigidez en un servomecanismo.- Un servomecanismo dispositivo o conjunto de ellos que permite la automatización del control de un mecanismo o de una fuente de energía. Los servomecanismos pueden ser mecánicos, eléctricos, hidráulicos y ópticos. Su característica principal es que se activa por la llamada señal de error es decir cuando un dispositivo no capta la señal real de trabajo.

"La dirección de los automóviles es un ejemplo de rigidez en un servomecanismo. La orientación de las ruedas delanteras se controla mediante el giro del volante. Cuando soltamos el volante, un servomecanismo, que en este caso es un sistema hidráulico y mecánico, obliga a las ruedas a volver a la posición normal." [7]

1.4.2.2 Golpe de ariete.- El fenómeno de golpe de ariete se produce cuando el aceite hidráulico sufre una parada o cambio brusco, como por ejemplo cuando se cierra de golpe una válvula o se para una bomba.

"El frenado del aceite provoca una onda de choque que se propaga aguas arriba o en la dirección del flujo (del aparato o tubería cerrada, hacia la bomba). Las consecuencias son sobrepresiones locales que hacen aumentar la presión hasta un 50% fatigando los materiales (tuberías, aparatos, etc)" [8]

Un moderado volumen de descompresión en una máquina hidráulica ayuda a evitar el golpe de ariete. En los dispositivos hidráulicos empleados este fenómeno se elimina con la colocación de una válvula interna de alivio de presión en la bomba hidráulica manual ayudando también en la protección en casos de sobrecargas.

[7] Microsoft Encarta 2009, Microsoft Corporation, Reservados todos los derechos.
[8] CARROBLES - RODRIGUEZ, Marciaal, Felix, "Manual de Mecánica Industrial" Edición 2002, Editorial J.B, Madrid, 2002, página 112.

1.4.3 Transmisión de Potencia

La figura 1.13 muestra el principio en el cual está basada la transmisión de potencia en los sistemas neumáticos e hidráulicos. Una fuerza mecánica, trabajo o potencia es aplicada en el pistón A. La presión interna desarrollada en el fluido ejerciendo una fuerza de empuje en el pistón B.

Según la ley de Pascal la presión desarrollada en el fluido es igual en todos los puntos por la que la fuerza desarrollada en el pistón B es igual a la fuerza ejercida en el fluido por el pistón A, asumiendo que los diámetros de A y B son iguales.

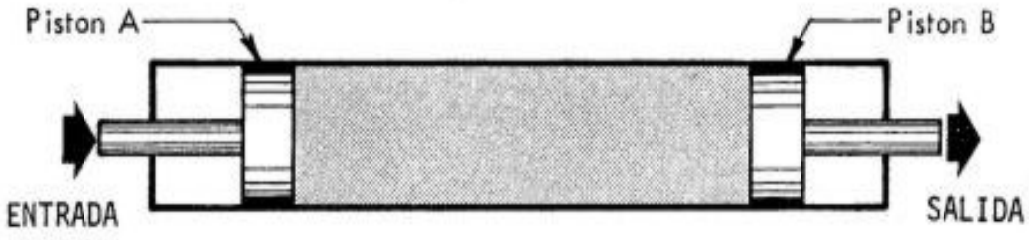


Figura 1.13 *Transmisión de potencia hidráulica por pistón.* [13]

Transmisión de Potencia a través de una tubería.

El largo cilindro de la figura 1.14, puede ser dividido en dos cilindros individuales del mismo diámetro y colocados a distancia uno de otro conectados entre sí por una cañería. El mismo principio de transmisión de la fuerza puede ser aplicado, y la fuerza desarrollada en el pistón B va ser igual a la fuerza ejercida por el pistón A.

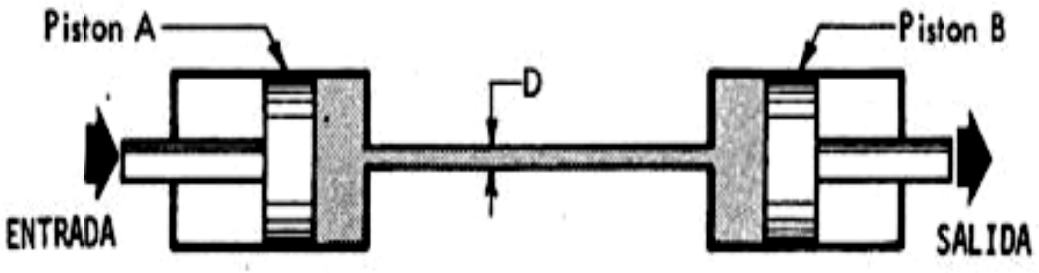


Figura 1.14 *Transmisión de potencia hidráulica a través de tubería.* [14]

La ley de Pascal no requiere que los dos pistones de la figura 1.16 sean iguales.

[13] http://www.festo.com/argentina/104.htm
[14] Idem.

La figura 1.15 ilustra la versatilidad de los sistemas hidráulicos y/o neumáticos al poder ubicarse los componentes aislantes uno de otro, y transmitir las fuerzas en forma inmediata a través de distancias considerables con escasas perdidas.

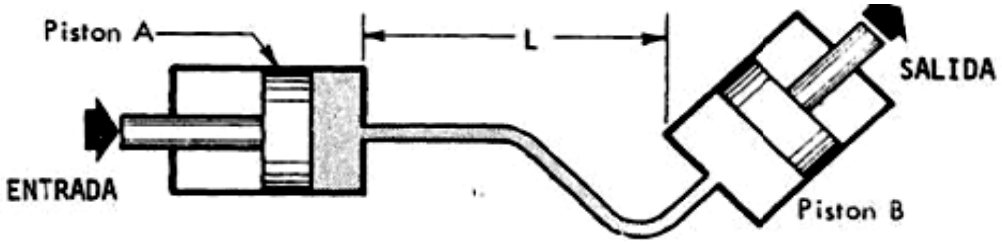


Figura 1.15 *Versatilidad en transmisión de fuerzas.* [15]

Las transmisiones pueden llevarse a cualquier posición aun doblando esquinas, pueden transmitirse a través de tuberías relativamente pequeñas con pequeñas perdidas de potencia.

La distancia L que separa la posición del pistón A, al punto de ejecución del pistón B, es usualmente de 1,5 a 6 metros en los sistemas hidráulicos, y de 30 a 60 metros en los sistemas con aire comprimido, distancias mayores son superadas con sistemas especialmente diseñados

1.4.4 Principio general de cálculo de la relación de fuerzas

"El Principio de Pascal es asociado al hecho de que la fuerza de presión aplicada por un fluido es proporcional al área de superficie, ha sido la fuente de importantes innovaciones tecnológicas." [9]

El resultado se ve reflejado en muchas invenciones que han impactado diversos aspectos de la vida diaria, tal como los frenos hidráulicos, gatos hidráulicos para automóviles y elevadores hidráulicos. Esto es lo que hace posible elevar un automóvil fácilmente con un solo brazo, como se muestra en la figura 1.16. Se observa que $P_1 = P_2$ debido a que ambos émbolos están al mismo nivel (el efecto de una diferencia pequeña de altura es despreciable, en especial a presiones elevadas) y se encuentran interconectados por el mismo fluido, la relación de la fuerza de entrada a la fuerza de salida se determina por: $p_1 = p_2$

[15] http://www.festo.com/argentina/104.htm
[9] CENGEL-BOLES, Yunus, Michael, "Termodinámica", Cuarta edición, México, Editorial McGrawHill, 2003, página 32.

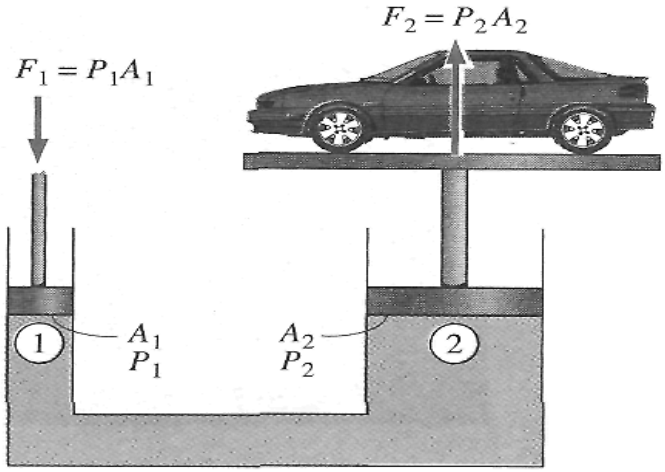


Figura 1.16 *Elevación de un peso grande por una pequeña fuerza a partir de la aplicación del principio de Pascal.*

Cuando se aplica una fuerza F_1 sobre el embolo de menor área A_1 se genera una presión P_1, en la figura 1.16 se apresia establece estas relaciones:

Las relaciones tanto para el primero y segundo embolo son:

$$p_1 = \frac{F_1}{A_1} \qquad\qquad p_2 = \frac{F_2}{A_2}$$

Lo que significa que:

$$\frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2} \qquad\qquad \frac{F_1}{F_2} = \frac{A_1}{A_2}$$

Por lo tanto la fuerza resultante de la prensa hidráulica es:

$$F_2 = F_1 \frac{A_2}{A_1}$$

Donde: F_1 = fuerza del émbolo menor en N, KgF gF

F_2 = fuerza del émbolo mayor en N, KgF gF

A_1 = área del émbolo menor en m^2 cm^2 in^2

A_2 = área del émbolo mayor en m^2 cm^2 in^2

"La relación de área ($\mathbf{A_2/A_1}$) se llama ***ventaja mecánica ideal*** de un elevador hidráulico. Por ejemplo con el uso de un gato hidráulico de auto con una relación de área de émbolos $\mathbf{A_2/A_1=10}$, por ejemplo, una persona puede levantar un auto de **1000 kg** aplicando una fuerza de tan solo **100 kgf (= 908N).**" [10]

[10] CENGEL - BOLES, Yunus, Michael, Op Cit., página. 32.

CAPITULO II

ESTUDIO DE ALTERNATIVAS

2.1 INTRODUCCIÓN.

El avance de la investigación establece criterios para la decisión en la solución de un problema, estos razonamientos serán analizados de la manera más conveniente tanto tecnológica como económicamente para luego tomar la decisión más acertada y conveniente en la elección de la alternativa.

Este estudio simplemente tiene el propósito de señalar algunas características y diferencias de las prensas hidráulicas, resalta algunas consideraciones para ayudar a reducir las posibles opciones, y establecer relaciones para aplicarlos en la ejecución del diseño de una máquina para ensayo de compresión.

Para poder describir claramente las posibles alternativas es necesario incluir tipos de máquinas de compresión actuales en el mercado, lo cual dará una idea clara sobre cada una de las alternativas.

2.2 MÁQUINAS PARA ENSAYOS DE COMPRESIÓN EXISTENTE EN EL MERCADO.

2.2.1 Máquina automatizada para ensayo de compresión con capacidad de 80 toneladas.

Esta máquina está diseñada para realizar pruebas de compresión en materiales de construcción (cemento, concreto, madera), materiales metálicos y no-metálico. Está equipado con accesorios especiales, también se puede realizar pruebas de flexión para elementos mecánicos. Con el sistema PC-electro-hidráulico del servo control, se puede terminar el auto-control del movimiento de la prueba y la velocidad del cargamento. Mientras tanto, el software que trabaja mediante un Computador (PC), puede el recoger, procesar, exhibir, y almacenar datos, además permite visualizar en la pantalla la carga de la prueba, el valor máximo de la carga y las curvas generadas respecto al esfuerzo máximo que soportan los elementos ensayados, a través de un auto-procesador (según el método correspondiente a la prueba) y almacenar los resultados de proceso.

Figura 2.1 *Máquina de ensayos de compresión.* [16]

2.2.2 Máquina automatizada para ensayos de tracción/compresión

Estas máquinas están diseñadas estrictamente según los estándares de ASTM y de ISO para efectuar las pruebas de tracción, compresión, doblando y esquilando en materiales metálicos y no-metálicos. Está equipada con accesorios especiales los cuales permiten realizar pruebas de funcionamiento en elementos mecánicos del caucho, acero, cemento, ladrillo, concreto, en correas, cadenas, cables, otros materiales. Esta máquina puede procesar los datos de las pruebas y los respectivos resultados y diagramas obtenidos son exhibidos en una pantalla, además los informes de los ensayos se pueden conseguir mediante una impresora.

Figura 2.2 *Máquina de ensayos de tracción/compresión 1.* [17]

[16] http//www.directindustry.es/.../maquina-de-ensayo-de-compresion-37441-252793.html
[17] Idem.

2.2.3 Maquinas automatizada para ensayos de compresión para materiales de construcción.

El diseño de esta máquina permite interpretar la carga hidráulica para definir con mayor exactitud los valores respectivos de las pruebas efectuadas. Es decir para garantizar la exactitud respecto a la lectura de la carga de la prueba, el mecanismo de la máquina ingresa a funcionar siendo el transductor (convertidor de señales) de presión del aceite quien acoja los valores necesarios para medir la carga, y mediante un amplificador se aumenta estos valores para establecer el dato exacto de la carga en el ensayo de compresión. La fuente del aceite está instalada en la parte inferior del gabinete de control en la cual fluye asía una bomba de pistón de alta presión conducida por el motor. El sistema hidráulico se controla manualmente siendo este seguro y confiable.

Figura 2.3 *Máquina de ensayos de compresión 2.* [18]

2.2.4 Maquinas de ensayos de compresión para elementos de hormigón.

Esta máquina realiza ensayos en probetas cilíndricas de hormigón, su capacidad máxima es de 4000 Ton. Esta máquina posee dos sistemas de medición de la fuerza, uno mecánico y otro electrónico. El sistema mecánico es capaz de medir hasta el fondo de escala, mientras que el sistema electrónico está preparado para medir hasta 200 Ton, siendo la menor división 0,05 Ton (en el sistema electrónico) y 2 t (en el sistema mecánico).

[18] http//www.directindustry.es/.../maquina-de-ensayo-de-compresion-37441-252793.html

Figura 2.4 *Máquina de ensayos de compresión 3.* [19]

Figura 2.5 *Tipos de prensas hidráulicas ó máquinas para ensayos de compresión.* [20]

[19] http://www.techlabsystems.com/.../ensayos_de_compresion.html
[20] http://www.laboratorioparaconstruccion.com/prensas.htm

2.3 MÁQUINA PARA PRUEBAS DE COMPRESIÓN EXISTENTE EN INSTITUCIONES.

2.3.1 Generalidades

Es muy diverso el campo de aplicación de estas prensas hidráulicas, en la actualidad se requiere de estas máquinas para efectuar ensayos o prácticas de compresión con fines netamente de estudio para lograr la interpretación del comportamiento de materiales ante la aplicación de las fuerzas que se generan en estos dispositivos hidráulicos. Lo más común es diseñar o dotar bajo normas establecidas a estas máquinas para que logren cumplir con la función destinada y que corresponde al ensayo de compresión en probetas normalizadas. Este tipo de mecanismos comúnmente se los encuentra en instituciones universitarias debido a que sus estudiantes mantienen la necesidad de efectuar dichos ensayos para así satisfacer sus necesidades académicas.

Siguiendo con la investigación se encuentra que en la Universidad Politécnica del Ejercito (ESPE) se utiliza esta máquina dentro del laboratorio de resistencia de materiales. Su principio de funcionamiento es el de una prensa hidráulica manual, pero mantiene un diseño apropiado para la ejecución de ensayos de compresión, la figura 1.4 muestra el equipo de dicha institución

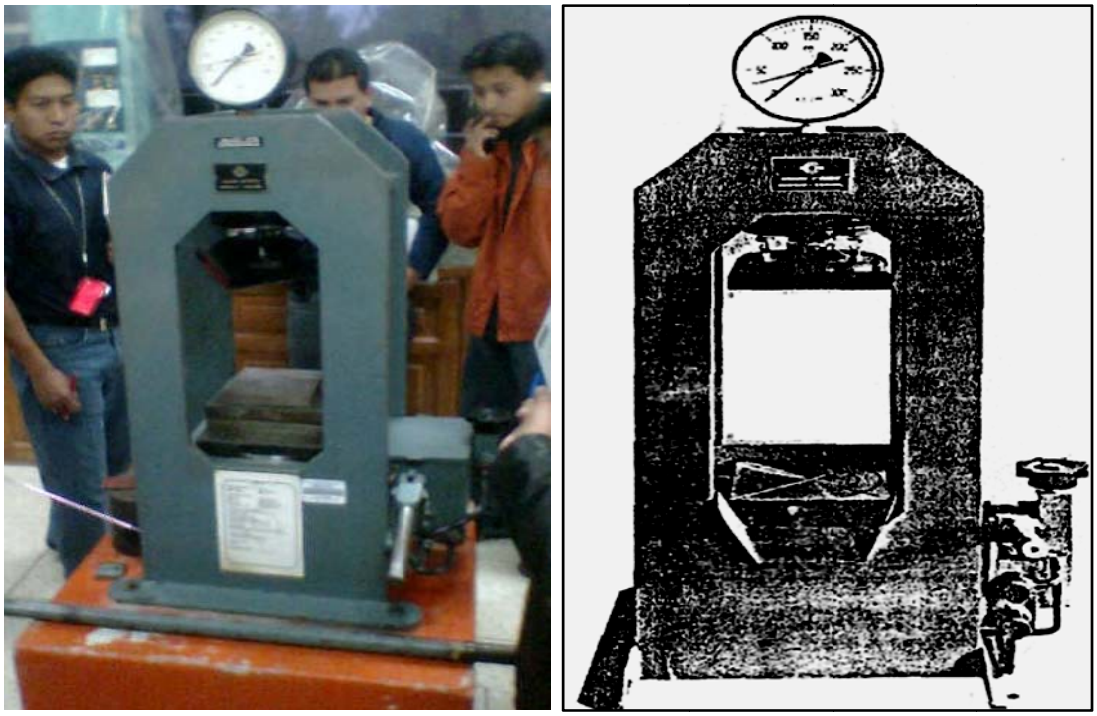


Figura 2.6 *Máquina hidráulica para ensayos de compresión de la ESPE.* [21]

[21] SATURINO CALLEJA, Icon, "Investigaciones de la construcción", Madrid, pag 3

2.3.2 Características particulares del equipo.

Con el único fin de ser utilizada en prácticas de laboratorio el dispositivo cumple con los siguientes parámetros:

- ✓ Fuerza de trabajo de 100 toneladas.
- ✓ Ideal para realizar ensayos de compresión en probetas de distinto material como (acero, madera, y concreto).
- ✓ Accionamiento a través de una bomba hidráulica manual.
- ✓ Dotada con un mecanismo de conjunto de rotula, capaz de ayudar a la correcta alineación de las probetas de ensayo y por ende de la carga.
- ✓ Consta de un manómetro con escala de medición en toneladas.

2.3.3 Da tos técnicos

Para su funcionamiento este equipo está anclado a una bancada de hormigón de 75 x 65 cm en planta y a 50 cm de altura sobre el nivel del suelo, una vez anclada, deberá ser repostada de aceite tipo SAE 30, precisamente en el depósito de la bomba. Su instalación hidráulica debe quedar purgada de aire.

	Modelo 2-1-35	Modelo 2-1-36	Modelo 2-1-37
Fuerza máxima	55 Tm.	100 Tm.	20 Tm.
Manómetro aneroide con aguja de máxima	Si	Si	Si
Accionamiento mediante bomba a mano	Mod. Hawe	Mod. Hawe	Mod. Hawe
Rótula superior	Si	Si	Si
Platos	⌀ 165 mm.	⌀ 230 mm.	⌀ 100 mm.
Distancia máxima entre platos	310 mm.	310 mm.	165 mm.
Distancia mínima sin suplemento	260 mm.	260 mm.	125 mm.
Distancia mínima con suplemento	130 mm.	130 mm.	–
Carrera hidráulica	50 mm.	50 mm.	40 mm.
Presión hidráulica	280 Kg/cm.²	230 Kg/cm.²	250 Kg/cm.²
Apreciación	0'5 Tm.	1 Tm.	0'25 Tm.
Dimensiones máximas del conjunto	50×40×95 cm.	54×50×105 cm.	51×31×68 cm.
Peso aproximado del conjunto	190 Kg.	340 Kg.	100 Kg.

Tabla 2.1 *Características de los modelos de la máquina para ensayos de compresión.* [2]

[2] SATURINO CALLEJA, Icon, "Investigaciones de la construcción", Madrid, pag 3

En la tabla 2.1 podemos apreciar los diferentes modelos correspondientes a la máquina hidráulica para ensayos de compresión con sus respectivas características.

2.3.4 Utilización de la prensa hidráulica modelo 2-1-36

- ✓ Acceder al dispositivo tomando en cuenta los parámetros de seguridad necesarios.
- ✓ Mantener bien cerrada la válvula de descarga de la bomba.
- ✓ Introducir entre los platos de la prensa, la probeta a ensayar lo más centrada posible, y con sus respectivos accesorios de medición (reloj comparador).
- ✓ Inyectar aceite al pistón de la prensa por medio de la bomba accionando moderadamente la palanca, observando la escala del manómetro hasta conseguir la rotura de la probeta.
- ✓ Para que descienda el pistón de la prensa, abrir la válvula de descarga.
- ✓ Si la prensa se encuentra repostada de aceite, purgada de aire, y siguiendo las instrucciones anteriores no funciona normalmente puede ser que alguna de las válvulas este sucia y no cierra correctamente, lo cual conlleva a realizar su respectivo mantenimiento.

2.3.5 Consideraciones generales para elección del diseño.

Restricciones.

- ✓ No debe afectar el medio ambiente.
- ✓ Debe operar en todas las condiciones requeridas.
- ✓ Mínimo costo de fabricación.
- ✓ Accionamiento hidráulico manual.
- ✓ Cumpla con normas para ensayos de materiales.

Criterios.

- ✓ Facilidad de manufactura.
- ✓ Facilidad de servicio o de remplazo de componentes.
- ✓ Bajo costo inicial.
- ✓ Bajos costos de operación y mantenimiento.
- ✓ Seguridad para el usuario.
- ✓ Facilidad de operación, mantenimiento, reparación y limpieza.
- ✓ Usar materiales y componentes de fácil compra.

- ✓ Apariencia atractiva y adecuada a la aplicación.

2.3.6 Búsqueda de soluciones posibles.

Luego de realizar el análisis exhaustivo del problema, se procede de manera sistemática, a la búsqueda de soluciones válidas para el problema presentado. El primer paso consiste en la búsqueda de un diseño de forma de la prensa hidráulica, trabajo que consistió en buscar diseños en catálogos de productos, revistas técnicas.

Tomando en cuenta las restricciones antes detalladas, buscamos prensas hidráulicas de accionamiento manual, a continuación las alternativas de solución al problema en cuestión:

2.3.6.1 Alternativa 1

Prensa hidráulica con dos apoyos y cilindro hidráulico fijo.

Figura 2.7 *Prensa hidráulica con dos apoyos y cilindro hidráulico fijo.* [22]

Prensas de accionamiento manual a través de bomba de 1 ó 2 velocidades según modelos. Cilindro de simple efecto con retorno por muelles y husillo extensible de aproximación. Sólida estructura en formato mono - bloque para una mayor rigidez del conjunto, que está fabricado con vigueta "U".

[22] http://www.serviciosglobales.es/product_info.php?products_id=221

Bancada desplazable a diferentes niveles de altura a través de polipasto ó reductor sin fin según modelos, y transmisión final por cable de acero trenzado.

"El costo de la prensa hidráulica con cilindro simple y efecto manual es de **930.00EUR = 1315.42 USD.**" [11]

2.3.6.2 Alternativa 2

Prensa hidráulica manual con cuatro apoyos y cilindro hidráulico fijo.

Figura 2.8 *Prensa hidráulica manual con cuatro apoyos y cilindro hidráulico fijo.* [23]

Una prensa hidráulica de lado recto de cuatro postes es adecuada para uso rudo de dados angostos a anchos, con tamaños de cama hasta de 24 pulgadas (61cm) de profundidad del frente a la parte trasera. Una rigidez mejorada de la cortina minimiza la deflexión para una alineación del dado más consistente que con los bastidores en C. Los diseños de dos postes están limitados a aplicaciones que requieren acceso al dado sólo desde la parte frontal y trasera, pero pueden ser más económicos que los diseños tradicionales de bastidor en C.

[11] http://www.serviciosglobales.es/product_info.php?products_id=221
[23] http://www.masoportunidades.com.ar/aviso/4369570-prensa-hidraulicas-manuales-15-tn-de-pie-4-columnas

"El costo de la Prensa hidráulica manual de 15 ton, de pie 4 columnas, es de **$ 1590 dólares USD.**" [12]

2.3.6.3 Alternativa 3

Prensa hidráulica de sobremesa tipo bastidores y cilindro fijo.

Figura 2.9 *Prensa hidráulica de sobremesa tipo bastidores y cilindro fijo.* [24]

"Prensa hidráulica de operación manual para pruebas de compresión y flexión de 120000 kgf, de capacidad, equipada con manómetro manual calibrado en sistema métrico decimal, cuenta con bomba hidráulica manual." [13]

Su precio en el mercado es de:

Prensa hidráulica de 10 Ton; manual.	1	$ 3,113.60

2.3.7 Decisión de la solución.

Los criterios utilizados para la decisión de la solución, son descritos en forma descriptiva, tomando en cuenta su aplicación específica en las características de las tres alternativas de solución al problema. El criterio más importante es el aspecto económico, habrá que valorar la diferencia económica en las distintas alternativas. En la tabla 2.2 se indica el precio de las máquinas en el mercado exterior de cada alternativa.

[12] http://www.seysu.biz/prensa-hidraulica-15-t-mega-ksc-15a/4-1252-966-1252.htm
[24] http://www.dspace.espol.edu.ec/bitstream/123456789/6025/51/CONCLUSIONES.pdf
[13] Idem.

ALTERNATIVAS	PRECIO EN DOLARES
Alternativa 1	1315.42 USD
Alternativa 2	1590.00 USD
Alternativa 3	3113.60 USD

Tabla 2.2 *Precios de máquinas (Prensas hidráulicas) en el mercado exterior.*

Como se aprecia en la tabla 2.2 se observa que la alternativa más favorable es la primera.

La razón por la que se selecciona principalmente los precios de fábrica que se encuentran en el mercado exterior es debido a que el fabricante para ser competitivo necesita reducir al mínimo sus costos de construcción de la maquinaria, y también cumplir con la mayoría de los criterios mencionados en el subíndice (2.3.5), por tal motivo nuestro diseño y construcción tiene que encontrarse en un rango aproximado a estos costos.

Es importante mencionar la siguiente observación, que las alternativas 1 y 2 son prensas hidráulicas normales aptas para trabajos en talleres mecánicos, estas dos alternativas no cumplen con las características de una máquina para ensayos de compresión en madera.

2.3.8 Especificación de la solución.

Por tal motivo la mejor alternativa es la Nº 3, que cumple con las características necesarias para el eficaz desempeño de las labores en los laboratorios de resistencia de materiales. Por lo tanto la solución adecuada es la prensa hidráulica de sobremesa tipo bastidores y cilindro fijo.

Para tener más confianza en la elección de la alternativa 3, se comparó con la máquina que permanece en la Universidad Politécnica del Ejercito (ESPE), y como se observa tiene semejanza en el diseño con la alternativa 3.

Su principio de funcionamiento es el de una prensa hidráulica manual, pero mantiene un diseño apropiado para la ejecución de ensayos de compresión.

Es así que se justifica de manera contundente que la opción más favorable es la alternativa número 3.

A partir de estos parámetros asumidos, comienza el proceso de verificación, sometiendo el diseño a un proceso de certificación mediante cálculos de ingeniería, para corroborar las medidas y evitar el colapso futuro del sistema.

En el siguiente capítulo detallamos los cálculos correspondientes al diseño.

CAPITULO III

DISEÑO DE LA MAQUINA

3.1 CONSIDERACIONES GENERALES

"Si se examinan las diversas estructuras y máquinas, puentes, grúas,… etc., se encuentra que se componen de considerables partes o piezas unidas entre sí de manera que realicen una función útil, y resistan cargas aplicadas exteriormente. Consideremos por ejemplo, la prensa mecánica representada en la figura 3.1, la función de esta prensa es ensayar muestras de varios materiales a compresión." [14]

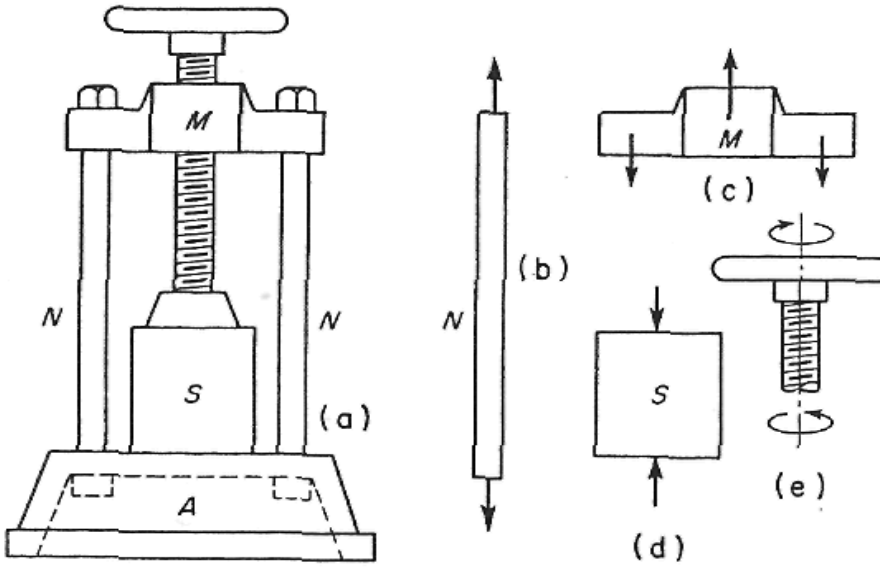


Figura 3.1 *Prensa mecánica manual.* [25]

Para realizar el ensayo se coloca la muestra sobre el piso de la base (A) y se aprieta el extremo del tornillo contra ella haciendo girar el volante del extremo superior. Esta acción somete a la muestra (S) así como a la porción inferior del tornillo a ***compresión axial*** (Fig. 3.1d) y a las barras laterales (N) a tracción axial (Fig. 3.1b) se observa también que la cruceta de cabeza M está sometida a ***flexión*** (fig. 3.1c) y la parte superior del tornillo a retorcimiento o ***torsión*** (fig. 3.1e). El estudio detallado de los tipos básicos de carga de estos elementos estructurales constituye esencialmente la finalidad de la Resistencia de Materiales. En este capítulo se desarrollará el estudio correspondiente al diseño de la máquina.

[14] TIMOSHENKO S. – YOUNG D., "Elementos de resistencia de materiales", Barcelona, Editorial Montaner y Simón, página 1.
[25] Idem.

El análisis y el proyecto de cualquier estructura o máquina como la prensa de la figura 3.1 comprende dos cuestiones principales: **(a)** ¿Es la estructura suficientemente fuerte para resistir las cargas que se le aplican? y **(b)** ¿es suficientemente rígida para evitar deformaciones y flechas excesivas? En estática los miembros de una estructura son considerados como *cuerpos rígidos,* pero realmente todos los materiales son deformables y en este estudio se mantendrá en cuenta esta propiedad. Así, pues, la Resistencia de Materiales puede ser considerada como la estática de los *cuerpos* deformables o *elásticos.* Por ejemplo, es obvio que la compresión de la muestra(s) en la figura 3.1(a), puede ser aumentada con sólo bajar el tornillo de la prensa a través de la cruceta *M.* El desplazamiento relativo entré las dos partes de la máquina tiene por consecuencia el acortamiento de la muestra y de la parte inferior del tornillo y al mismo tiempo la extensión de las barras laterales *N* y alguna flecha producida por flexión en la crúcela de cabeza M. Así, la magnitud de la fuerza de compresión ejercida sobre la muestra que corresponda a una vuelta del volante dependerá de la rigidez relativa de los diversos miembros de la máquina.

"Tanto la *resistencia* como la *rigidez* de una pieza estructural son función de sus dimensiones, de la forma y de ciertas propiedades físicas del material de que está constituida." [15] Estas propiedades físicas de los materiales están generalmente determinadas por el estudio experimental de su comportamiento en una máquina de ensayo. El estudio de la Resistencia de Materiales tiene por objeto predecir precisamente de qué modo influirán estas propiedades geométricas y físicas de la estructura en su comportamiento en las condiciones de servicio. El estudio se inicia con el tipo más sencillo de carga, que es, la tracción axial o compresión de una barra prismática recta.

En ingeniería se necesita saber cómo responden los materiales sólidos a fuerzas externas como la tensión, la compresión, la torsión, la flexión o la cizalladura. Los materiales sólidos responden a dichas fuerzas con una deformación elástica (en la que el material vuelve a su tamaño y forma originales cuando se elimina la fuerza externa), una deformación permanente o una fractura, o los efectos de una fuerza externa dependientes del tiempo que son la plastodeformación y la fatiga.

[15] TIMOSHENKO S. – YOUNG D., Op Cit., página 2.

3.2 FUNCIONES, REQUISITOS DE DISEÑO Y CRITERIOS DE EVALUACIÓN

Es importante identificar con cuidado las necesidades y las expectativas del cliente, antes de comenzar a diseñar un aparato mecánico. Se puede formularlas al producir definiciones claras y completas de las funciones, los requisitos de diseño y los criterios de evaluación.

"Las *funciones* indican lo que debe hacer el dispositivo mediante afirmaciones generales no cuantitativas, donde se unen frases de acción tales como, soportar una carga, subir una caja, transmitir potencia o mantener unido dos miembros estructurales." [16]

Los *parámetros de diseño* son declaraciones detalladas, en general cuantitativas, de los valores esperados en el funcionamiento, condiciones ambientales en las que debe trabajar el dispositivo las limitaciones de espacio o peso o materiales y componentes disponibles que pueden usarse.

Los *criterios de evaluación* son declaraciones de características cuantitativas deseables en el diseño, que ayudan a que el diseñador decida que opción de diseño es la optima; esto es que maximice las ventajas y minimice las desventajas.

3.3 CONSIDERACIONES DE DISEÑO

A veces, la resistencia de un elemento es muy importante para determinar la configuración geométrica y las dimensiones que tendrá dicho elemento, en tal caso se dice que la resistencia es un factor importante de diseño.

La expresión factor de diseño significa alguna característica o consideración que influye en el diseño de algún elemento o, quizá, en todo el sistema. Por lo general se tiene que tomar en cuenta, varios de esos factores en un caso de diseño determinado. En ocasiones, alguno de esos factores será crítico y, si se satisfacen sus condiciones, ya no será necesario considerar los demás.

Por ejemplo, suelen tenerse en cuenta los siguientes factores que se detallan en la tabla 3.1.

[16] MOTT, Robert L, "Diseño de elementos de Máquinas" ,4ta edición, Editorial Person, México, pag.11

Resistencia	Estilización
Confiabilidad	Forma
Condiciones Térmicas	Tamaño
Corrosión	Flexibilidad
Desgaste	Control
Fricción o Rozamiento	Rigidez
Procesamiento	Acabado de superficie
Utilidad	Lubricación
Costo	Mantenimiento
Seguridad	Volumen
Peso	Ruido

Tabla 3.1 *Factores de diseño para máquinas.*

"Algunos de estos factores se refieren directamente a las dimensiones, al material, al procesamiento o procesos de fabricación o bien, a la unión o ensamble de los elementos del sistema. Otros se relacionan con la configuración total del sistema." [17]

3.4 SELECCIÓN DE MATERIALES

Actualmente existe disponible una gran variedad de materiales cada uno con sus propias características, aplicaciones, ventajas y limitaciones. Los siguientes son los tipos generales de materiales usados actualmente en la manufactura de la máquina para ensayos de compresión.

Acero Estructural.- La mayor parte de los aceros estructurales reciben la designación de los números ASTM. Un grado frecuente es el ASTM A36, que tiene un punto de fluencia mínimo de 36000 psi (250 MPa) y es muy dúctil. En resumen es un acero con bajo carbón con menos del 0.30% y laminado en caliente, disponible en barras, placas y perfiles estructurales.

En la tabla 3.2 se puede observar un comparativo de las propiedades de los aceros estructurales y el uso recomendado.

Según esta tabla se elige el Acero A36 por sus usos recomendados, y por su facilidad de obtención en el mercado a un bajo precio.

[17] SHIGLEY, Joseph, "Diseño en Ingeniería Mecánica", 6ta edición, Editorial McGraw-Hill, Méx, pag 17

Designación de la ASTM	Tipo de Acero	Formas	Usos Recomendados	Esfuerzo mínimo de fluencia Fy en ksi	Resistencia mínima especificada a la tensión Fu en ksi.
A36	Al carbono	Perfiles, barras y placas	Edificios, y estructuras soldadas o atornilladas	36 pero 32 si su espesor es mayor de 8 pulg	58 - 80
A529	Al carbono	Perfiles y placas hasta de ½ plg	Similar al A36	42 - 50	60 - 100
A572	Columbio-vanadio de alta resistencia	Perfiles, placas y barras hasta de 6 plg	Construcción soldada o atornillada. No para puentes con Fy grado 55 o mayor	42 - 65	60 - 80
A242	De alta resistencia Baja aleación y resistente a la corrosión	Perfiles, placas y barras hasta de 5 plg	Construcción soldada, atornillada o remachada, tecnica de soldado muy importante	42 - 50	63 - 70
A588	De alta resistencia Baja aleación y resistente a la corrosión atmosférica	Placas y barras hasta de 4 plg	Construcción atornillada, para puentes	42 - 50	63 - 70
A852	Aleación templada y revenida	Placas y barras hasta de 4 plg	Construcción soldada o atornillada, para puentes y edificios, técnica de soldado muy importante	70	90 - 100
A514	Baja aleación templada y revenida	Placas de 2.5 a 6 plg	Estructura soldada con gran atención a la técnica, no se recomienda si la ductilidad es importante.	90 - 100	100 - 130

Tabla 3.2 *Propiedades de los aceros estructurales.* [3]

Acero para pernos.- En la mayoría de maquinas se usan tornillos que son de acero, por su alta resistencia, gran rigidez, buena ductilidad y buena facilidad de maquinado. La resistencia de los aceros para tornillos y pernos se usa para determinar su grado de acuerdo con una de varias normas. La resistencia de prueba se parece al límite elástico, y se lo define cono el esfuerzo al cual el perno o el tornillo sufrirían una deformación permanente. En el caso normal vas de 0.9 a 0,95 veces la resistencia de fluencia.

La ASTM publica la siguiente norma relacionada con la resistencia del acero para pernos, como se ve en la tabla 3.3. Con frecuencia se aplican en trabajos de construcción.

[3] McCORMAC- SMIT, Jack C., "Diseño de estructuras de Acero Método LRDF (Structural Steel Design: LRFD Fundamentals)", Editorial Alfaomega, México, página 20.

Grado ASTM	Tamaño de pernos (pulg)	Resistencia a la tensión (ksi)	Resistencia de fluencia (ksi)	Resistencia de prueba (ksi)	Marcas en la cabeza
A307	1/4 - 4	60	(No se informa)		Ninguna
A325	1/2 - 1	120	92	85	
	>1 - 1½	105	81	74	
A354-BC	1/4 - 2½	125	109	105	
A354-BD	1/4 - 2½	150	130	120	
A449	1/4 - 1	120	92	85	
	>1 - 1½	105	81	74	
	>1½ - 3	90	58	55	
A574	0.060 - 1/2	180		140	(Tornillos de ca-
	5/8 - 4	170		135	beza de presión)

Tabla 3.3 *Normas ASTM para aceros de pernos.* [4]

La tabla 3.4 muestra los datos correspondientes de la norma SAE J1199, para la construcción de la maquina se opta por la selección de aceros para pernos con grado 4,6 como se observa en la tabla.

Grado	Tamaño del perno	Resistencia a la tensión (MPa)	Resistencia de fluencia (MPa)	Resistencia de prueba (MPa)
4.6	M5-M36	400	240	225
4.8	M1.6-M16	420	340[a]	310
5.8	M5-M24	520	415[a]	380
8.8	M17-M36	830	660	600
9.8	M1.6-M16	900	720[a]	650
10.9	M6-M36	1040	940	830
12.9	M1.6-M36	1220	1100	970

[a]Las resistencias de fluencia son aproximadas, y no se incluyen en la norma.

Tabla 3.4 *Grados métricos de aceros para pernos.* [5]

3.5 CÓDIGOS Y NORMAS (O ESTÁNDARES)

En Tecnología, una norma o estándar es una especificación que reglamenta procesos y productos para garantizar la interoperabilidad, más específicamente, una norma de calidad es una regla o directriz para las actividades, diseñada con el fin de conseguir un grado óptimo de orden en el contexto de la calidad.

Un código es un conjunto de especificaciones para el análisis, diseño, manufactura y construcción de algo. El propósito de un código consiste en lograr una especificación de seguridad, eficiencia y desempeño o calidad. El nombre de la organización proporciona una guía de la naturaleza de la norma.

[4] MOTT, Robert L, "Diseño de elementos de Máquinas", 4ta edición, Editorial Person, México, pag. 716
[5] Idem.

Las organizaciones de interés para los ingenieros mecánicos son:

- ✓ Aluminium Association (AA)
- ✓ American Gear Manufactures Association (AGMA)
- ✓ American Institute of Steel Constructuion (AISC)
- ✓ American Iron an Steel Institute (AISI)
- ✓ American National Standards Institute (ANSI)
- ✓ American Society of Mechanical Engineers (ASME)
- ✓ American Society of Metals (ASM)
- ✓ American Society of Testing and Materials (ASTM)
- ✓ American Welding Society (AWS)
- ✓ Anti-Friction Bearing Manufactures Association (AFBMA)
- ✓ Industrial Fasteners Institute (IFI)
- ✓ National Bureau of Standards (NBS)
- ✓ Society of Automotive Engineers (SAE)

3.6 ESFUERZO Y RESISTENCIA.

3.6.1 Esfuerzos debido a flexión.

"En ingeniería se denomina flexión al tipo de deformación que presenta un elemento estructural alargado en una dirección perpendicular a su eje longitudinal. El término "alargado" se aplica cuando una dimensión es dominante frente a las otras. Un caso típico son las vigas, las que están diseñas para trabajar, principalmente, por flexión. Igualmente, el concepto de flexión se extiende a elementos estructurales superficiales como placas o láminas.

El rasgo más destacado es que un objeto sometido a flexión presenta una superficie de puntos llamada fibra neutra tal que la distancia a lo largo de cualquier curva contenida en ella no varía con respecto al valor antes de la deformación." [18]

El esfuerzo que provoca la flexión se denomina momento flector.

$$\sigma_{max} = \frac{M\,c}{I} \qquad (3-1)$$

M = magnitud del momento de flexión en esa sección

[18] MOTT, Robert L, Op Cit., página 105

I = momento de inercia del área transversal con respecto a su eje neutro.

c = distancia del eje neutro a la fibra más alejada, en la sección transversal de la viga.

3.6.2 Esfuerzo cortante.

La fuerza de cortante o esfuerzo cortante es el esfuerzo interno o resultante de las tensiones paralelas a la sección transversal de un prisma mecánico como por ejemplo una viga o un pilar. Este tipo de solicitación formado por tensiones paralelas está directamente asociado a la tensión cortante.

"En ingeniería estructural, los esfuerzos internos son magnitudes físicas con unidades de fuerza sobre área utilizadas en el cálculo de piezas prismáticas como vigas o pilares y también en el cálculo de placas y láminas." [19]

$$\boldsymbol{\tau_{max}} = \frac{\mathbf{3}\,\boldsymbol{V}}{\mathbf{2}\,\boldsymbol{A}} \qquad (3-2)$$

Donde:

$\boldsymbol{V}$ = fuerza de corte.

A = área de la sección transversal respecto a su eje neutro.

"En la presente tesis se utilizará la letra mayúscula $\boldsymbol{S}$, para denotar la resistencia y subíndices apropiados para denotar la clase de resistencia. Así, $\boldsymbol{s_s}$, es una resistencia a cortante, $\boldsymbol{s_y}$, una resistencia a la fluencia, $\boldsymbol{s_u}$, una resistencia última. De acuerdo con la práctica aceptada, se emplearán las letras griegas $\boldsymbol{\sigma}$ (sigma) y $\boldsymbol{\tau}$ (tau) para designar los esfuerzos normal y cortante, respectivamente. Por lo tanto en la tabla 3.2 el $\boldsymbol{F_y} = \boldsymbol{s_y}$, y el $\boldsymbol{F_u} = \boldsymbol{s_{ut}}$.

Según el vocabulario del AISC, se designa al esfuerzo normal permisible como σ_{perm} , y al esfuerzo cortante permisible como τ_{perm} . Así la relación entre los esfuerzos permisibles y las resistencias mínimas especificadas mediante el código AISC se especifica cómo." [20]

Tensión $\qquad 0.45\ S_y \ \leq\ \sigma_{perm}\ \leq 0.60\ S_y \qquad (3-3)$

[19] MOTT, Robert L, Op Cit., página 104
[20] SHIGLEY, Joseph, "Diseño en Ingeniería Mecánica", 6ta edición, editorial McGraw-Hill, Méx, pag. 28

Cortante $\tau_{per} = 0.40\ S_y$ ó $\tau_{per} \leq 0.45\ S_y$ (3 - 4)

Aplastamiento $\sigma_{perm} \leq 0.90\ S_y$ (3 - 5)

Flexión $0.60\ S_y \leq \sigma_{perm} \leq 0.75\ S_y$ (3 - 6)

$$\sigma_{perm} = \sigma_d$$

3.6.3 Factores de diseño.

"El termino factor de diseño, N, es una medida de la seguridad relativa de un componente bajo la acción de una carga. En la mayor parte de los casos, la resistencia del material con el que se fabricará el componente se divide entre el factor de diseño para determinar un esfuerzo de diseño, σ_d , que a veces se llama *esfuerzo admisible* o *esfuerzo normal permisible.*" [21]

Entonces, el esfuerzo real que se desarrolla en el componente debe ser menor que el esfuerzo de diseño. Para algunos tipos de carga, es más cómodo establecer una relación con la que se pueda calcular el factor de diseño, N , a partir de los esfuerzos reales aplicados y de la resistencia del material.

Materiales dúctiles

"N = 1.25 a 2.0. El diseño de estructuras bajo cargas estáticas, para las que haya un alto grado de confianza en todos los datos del diseño." [22]

N = 2.0 a 2.5. Diseño de elementos de máquinas bajo cargas dinámicas, con una confianza promedio en todos los datos de diseño.

N = 2.5 a 4.0. Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas con incertidumbre acerca de cargas, propiedades de materiales y análisis de esfuerzos o el ambiente.

N = 4.0 a 8.0 Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas, con incertidumbre acerca de cargas, propiedades de materiales y análisis de esfuerzos. El deseo de dar una seguridad adicional a los componentes críticos puede justificar también el empleo de estos valores.

[21]MOTT, Robert L, "Diseño de elementos de Máquinas", 4ta edición, Editorial Person, México, pag. 185
[22]Idem.

3.7 MÉTODOS DE ANÁLISIS DE DISEÑO.

A continuación, se resumirá el método recomendado para el análisis de diseño, basados en el tipo de material (frágil o dúctil), la naturaleza de la carga (estática o cíclica) y el tipo de esfuerzo (uniaxial o biaxial).

3.7.1 Método del esfuerzo de fluencia para esfuerzos estáticos uniaxiales normales en materiales dúctiles.

Es una aplicación sencilla del principio de la fluencia, cuando un componente soporta una carga de tención o de compresión directa en forma parecida a las condiciones de la prueba normalizada de tensión o de compresión para el material. Es posible la falla cuando el esfuerzo real aplicado es mayor que la resistencia de fluencia. En el caso normal, se pueden despreciar las concentraciones de esfuerzos para cargas estáticas de materiales dúctiles, porque los esfuerzos mayores cerca de las concentraciones de esfuerzos están muy localizados. Cuando el esfuerzo local en una pequeña parte del componente llega a la resistencia de fluencia del material, cede en realidad, pero en el proceso el esfuerzo se redistribuye a otras zonas, y el componente es todavía seguro.

"Las siguientes ecuaciones aplican el principio de la resistencia de fluencia al diseño." [23]

Para esfuerzo de tensión: $\sigma_{max} < \sigma_d = S_{yt}/N$ (3 – 7)

Para esfuerzo de compresión: $\sigma_{max} < \sigma_d = S_{yc}/N$ (3 – 8)

Para la mayor parte de los metales dúctiles forjados, $S_{yt} = S_{yc}$

Para el cálculo de los componentes se usa el factor de diseño de 4, basado en los factores de diseño expuesto por Robert L. Mott y el material son planchas de ASTM A-36, entonces tenemos:

$$\boldsymbol{\sigma_d} = \frac{\boldsymbol{S_y}}{\boldsymbol{N}} = \frac{250\ MPa}{4} = 62.5\ MPa \qquad (3 - 9)$$

[23] MOTT, Robert L, Op Cit., página 188.

3.8 ELABORACIÓN DEL BOSQUEJO.

3.8.1 Diseño estético generado en el análisis del ensayo de compresión.

Es obvio que para el diseño y construcción de la máquina, se debe partir de una idea que se genera por una cierta necesidad. Se inicia de la idea principal que es la realización del ensayo de compresión en probetas de maderas suaves.

Para inclinarse por un bosquejo final, se analiza e investiga las diversas opciones de máquinas en las cuales se puedan realizar estos ensayos, tal como se lo detallo en el capitulo anterior, a demás, también se debe investigar, analizar y aplicar todos los factores técnicos que influyen e involucran al funcionamiento de la máquina en el momento de ejecutar las pruebas de compresión.

A continuación citamos los parámetros más significativos que obligadamente se deben tomar en cuenta para el diseño y construcción de la máquina para ensayos de compresión.

Se debe prestar mucha atención a ciertas condiciones que se generan en el ensayo estático de compresión. El Diseño en función minimiza estas limitaciones para tratar en lo posible que el ensayo se conciba de la mejor manera. A continuación se presentan estas condiciones:

1. La dificultad de aplicar una carga verdaderamente concéntrica o axial.

La máquina para ensayos de compresión debe presentar un perfecto diseño, de tal forma que todos sus componentes mantengan una correcta alineación respecto al eje longitudinal vertical o eje axial, de este modo se puede garantizar que se está aplicando favorablemente la carga (axialmente). Es decir, la máquina debe mantener un diseño exacto de tal modo que el cilindro o elemento ejecutor de la fuerza de aplicación a la probeta, se encuentre completamente alineado axial y concéntricamente respecto a los platos superior, inferior y la esfera.

2. La acción respectivamente inestable de este tipo de carga a diferencia con la carga tensiva.

Existe siempre una tendencia al establecimiento de esfuerzos flexionantes (cargas flexionantes) ya que el efecto de las irregularidades de alineación accidentales respecto a la probeta se acentúa a medida que la carga prosigue, además tienden a pandear. Estos efectos se minimizan en lo posible con la aplicación de un conjunto de apoyo de rotula (platos superior e inferior, la esfera y los resortes) ya que este ingresa a funcionar permitiendo que la probeta mantenga su correcta dirección de deformación al ser sometida a la carga, proporcionando al operador datos reales del ensayo, y en especial para la obtención del ángulo de plano de falla.

A demás para que el operador pueda desplazarse y alinear la probeta con toda certeza y facilidad, la máquina deberá presentar un diseño agradable en el cual se permita el libre desplazamiento y una buena visibilidad para de esta manera evitar problemas en alineación de la probeta respecto a la fuerza de aplicación.

3. La fricción entre las caras de contacto entre los platos superior e inferior y las superficies de los extremos de la probeta, debido a la expansión lateral de esta.

A medida que la longitud de la probeta disminuye el efecto de la fricción se vuelve más significativo, es importante mencionar que se asumirá nulo el efecto de la fricción entre las superficies. De no ser así esto puede alterar considerablemente los resultados que se obtendrían si tal condición de ensayo no estuviera presente.

Para cumplir con esta condición, las caras de contacto superficial deberán ser completamente lisas es decir no deben presentar ningún tipo de rugosidad en especial a las caras de contacto de los platos superior e inferior por tratarse del material más duro.

Entonces a los puntos mencionados, queda claro que se deben aplicar correctivos para hacer el ensayo más estable y que sólo se presenten cargas internas axiales. A continuación se detallan las recomendaciones a tomar en cuenta para la realización del ensayo de compresión y que se aplicarán al diseño de la máquina para ensayos de compresión.

3.8.2 Normas para el diseño y construcción de la máquina, generados en el análisis de ejecución del ensayo de compresión.

Al mantener muy clara la idea de cómo y en qué condiciones se debe realizar el ensayo de compresión, entonces se obtienen nuevas reglas a las cuales se deben dar fiel cumplimiento, de lo contrario el diseño quedaría mal desarrollado.

Creadas en la investigación estas medidas son:

- ✓ Seguir las reglas fundadas por las Normas respecto al diseño y construcción de un (conjunto de apoyo de rotula) y aplicarlos directamente al diseño y construcción de la máquina para ensayos de compresión. "Estos parámetros se establecen en la Norma (ASTM E9-94), en la cual se detalla que una máquina para ensayos de compresión debe constar obligatoriamente de un sistema de APOYO DE ROTULA, tal como se muestra en la Figura 3.2 para aplicar la carga a la probeta, el fin de la creación de este dispositivo es para minimizar posibles aparecimientos de esfuerzos de flexión, generados por alineaciones incorrectas entre la (probeta, conjunto de apoyo de rotula y base para probeta)." [24]

  Importante: Esta recomendación es tomada del estándar ASTM E9-94.

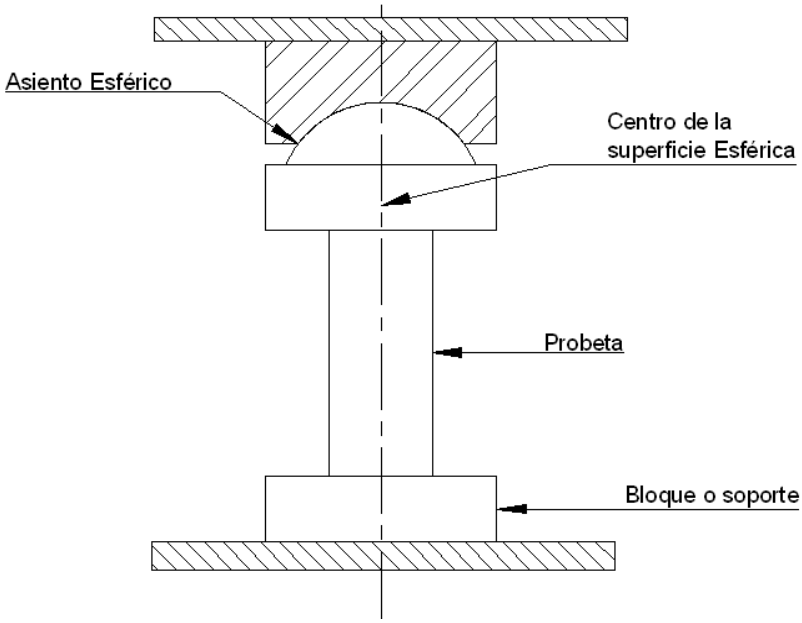


Figura 3.2 *Apoyo de rotula según ASTM E9.* [26]

[24] http://www.residtencia_materiales.com/guia _de_ laboratorio/compresion.pdf.
[26] Idem.

- ✓ También se debe fijar un Reloj comparador de tal forma que mida directamente el desplazamiento de las caras de apoyo de la probeta como se ve en la figura 3.3, esto se logra apoyando el magneto en la placa inferior de la máquina, invirtiendo el comparador y haciendo que su punta palpadora toque la cara inferior de la placa de apoyo de rotula, se debe guardar precaución de retirar todo el sistema de medición con cautela cuando los desplazamientos de las placas sean grandes. Al usar este esquema de medición el instrumento de medida trabajara a compresión.

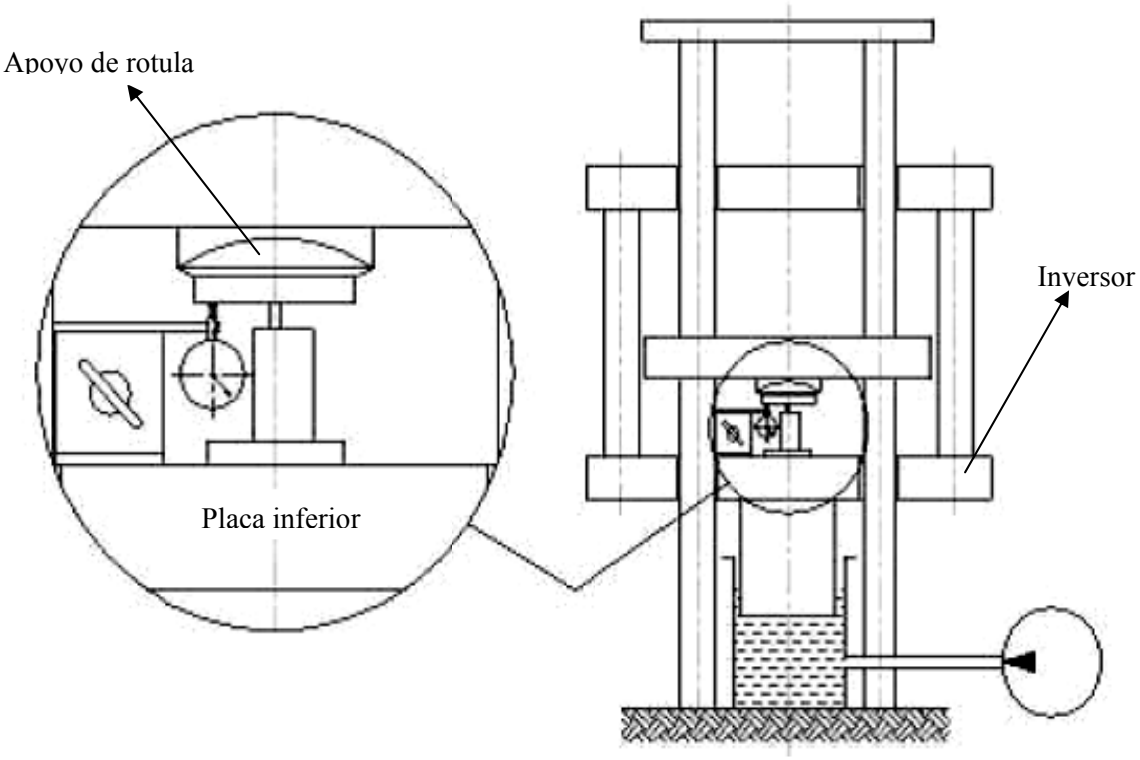


Figura 3.3 *Esquema de medición de las deformaciones de la probeta.* [27]

La máquina para ensayos de compresión en madera con capacidad de 15 toneladas presenta un agradable diseño en el cual se minimiza el empleo de todo el conjunto del reloj comparador (Magneto, varillas de extensión, y articulaciones). Este cometido se logra con la construcción de los accesorios para probeta, dichos dispositivos están diseñados de tal forma que se pueda acoplar en ellos y de forma directa solo el reloj comparador, dejando de lado la utilidad del (magneto, varillas de extensión, y articulaciones).

[27] http://www.residtencia_materiales.com/guia _de_ laboratorio/compresion.pdf.

Este diseño consigue una mejor resistencia del dispositivo de medición y logra una agradable ejecución del ensayo ya que el reloj mide los desplazamientos directamente en la probeta. Además se opto por este diseño debido a condiciones de espacio y a similitudes con la máquina guía tomada como referencia para ensayos de compresión de la ESPE, la cual comparte este mismo principio de utilidad.

Una vez analizados todos estos factores se procede a establecer el bosquejo final de la máquina para ensayos de compresión la cual se muestra en la figura siguiente.

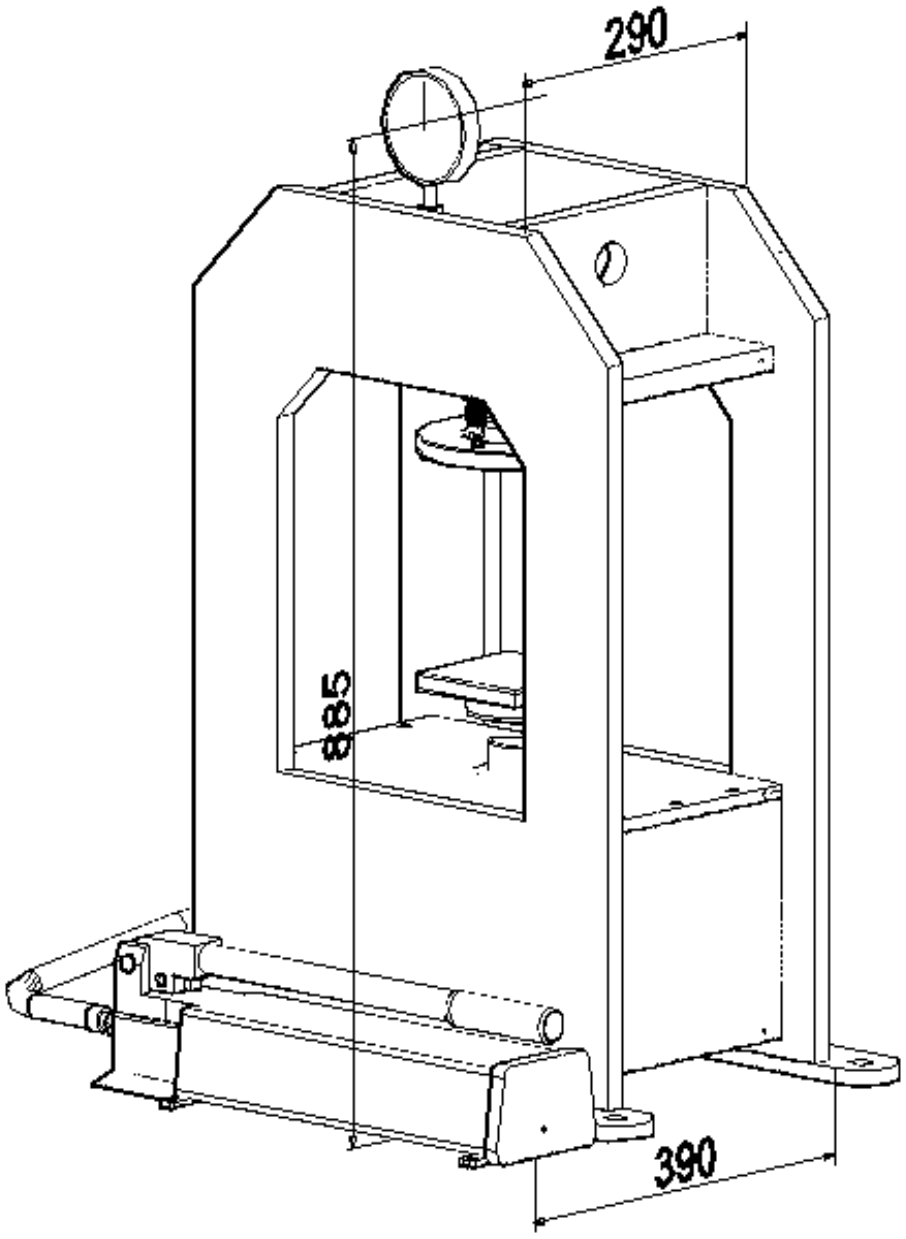


Fig. 3.4 *Bosquejo de la Máquina para Ensayos de Compresión*

3.9 DISEÑO Y DIMENSIONAMIENTO DE LAS PARTES MECÁNICAS

3.9.1 Especificación de la solución.

A partir de estos parámetros asumidos, comienza el proceso de verificación, sometiendo el diseño a un proceso de certificación mediante cálculos de ingeniería y dimensionando los elementos de la maquina bajo cargas de trabajo, para evitar el colapso futuro del sistema.

Para facilitar el proceso, se procede a detallar las partes constitutivas, numerándolas y asignándoles un nombre.

3.9.2 Elementos de la máquina que se diseñarán.

Ref.	Nombre de sólido	Material	Cant.
1	Bastidor	ASTM A36 Acero	2
3	Rigirizador -1	ASTM A36 Acero	1
7	Rigirizador -2	ASTM A36 Acero	1
8	Placa de sujeción platos	ASTM A36 Acero	1
9	Plato Superior	ASTM A36 Acero	1
10	Resorte de tracción	ASTM A36 Acero	3
12	Plato Inferior	ASTM A36 Acero	1
17	Tapa latera l	ASTM A36 Acero	1
18	Placa base del cilindro	ASTM A36 Acero	1
20	Placa base de bastidor	ASTM A36 Acero	1
23	Tapa latera 2	ASTM A36 Acero	1

Tabla 3.5 *Partes constitutivas de la prensa hidráulica.*

3.9.3 Esfuerzo debido a la Flexión.

3.9.3.1 Cálculo entre la placa bastidor frontal, placa para sujeción de platos y placa bastidor posterior.

En figura 3.5 se puede apreciar cómo se conforman los elementos entre (Placa bastidor frontal y posterior y la placa para sujeción de platos).

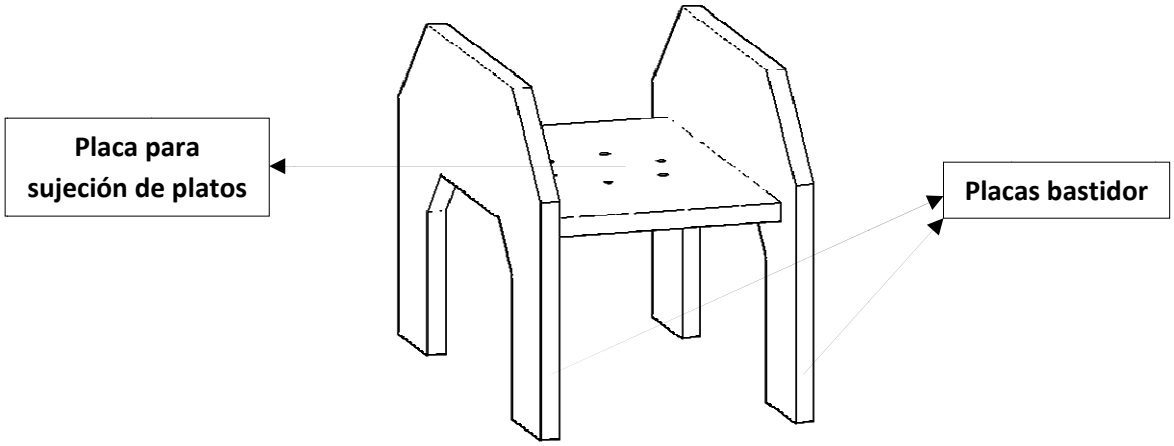


Figura 3.5 *Sección de las placas de ref. 1 y ref. 8 en el plano general*

"El Acero de las placas es ASTM A-36, entonces en la Tabla A-1 (Apéndice 7, R Mott) de los anexos, se obtiene el ***Sy = 250 MPa*** (Resistencia de fluencia del acero estructural A-36)" [25]

Este esfuerzo permisible se aplica a elementos sometidos a flexión y a tensión.

— ——— (3 - 9)

Calculamos el esfuerzo máximo flexionante.

— (3 - 1)

S = módulo de sección. – (3 - 10)

—— (3 - 11)

Para obtener el momento máximo realizamos el siguiente diagrama:

[25] MOTT, Robert L, "Diseño de elementos de Máquinas", 4ta edición, Editorial Person, México, Apd. 7

✓ En la figura 3.6 se puede observar el **Diagrama de fuerza cortante y momento flector** para una viga doblemente empotrada.

Datos:

P=142 KN (Carga máxima del cilindro hidráulico de 15 Ton, catalogo ENERPAC)

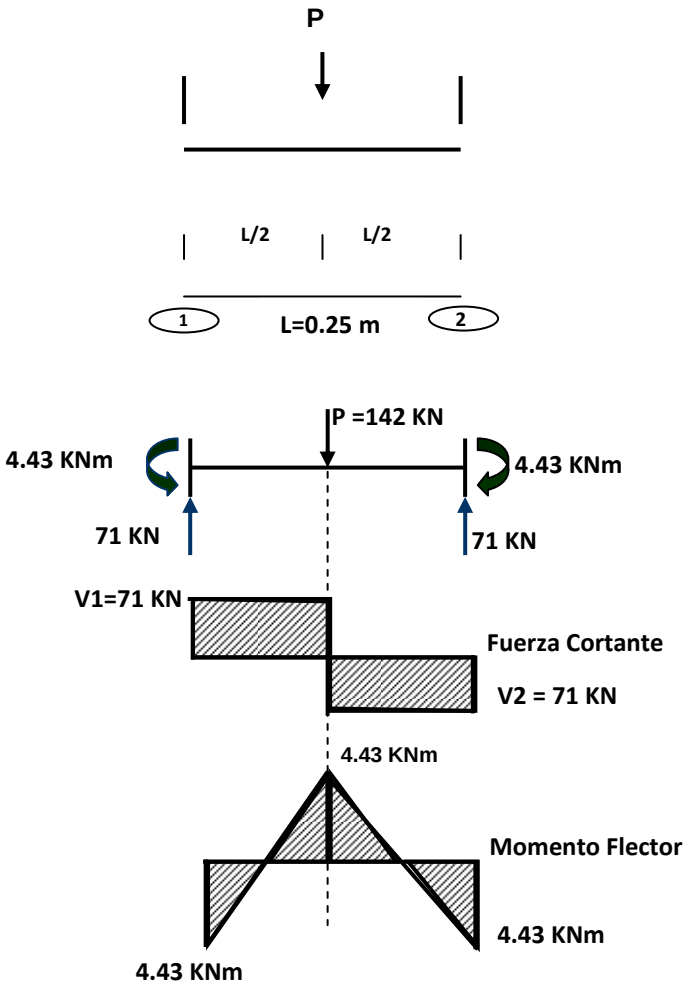


Figura 3.6 *Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector 1.*

Fuerza Cortante: $V = \frac{P}{2}$

$V = \frac{142}{2} = 71\ KN$

Estas formulas se obtienen de la Tabla A-2 (Apendice E, Shigley)

Momento Flector: $M_{max} = \frac{P \times L}{8}$

$$M_{max} = \frac{142\ KN \times 0{,}25\ m}{8} = 4{,}43 KNm = 4{,}43 \times 10^{-3} MNm \qquad (3-12)$$

En la figura 3,7 se puede apreciar las dimensiones correspondientes a la placa para sujeción de platos, estos valores se aplican en cálculo de la inercia.

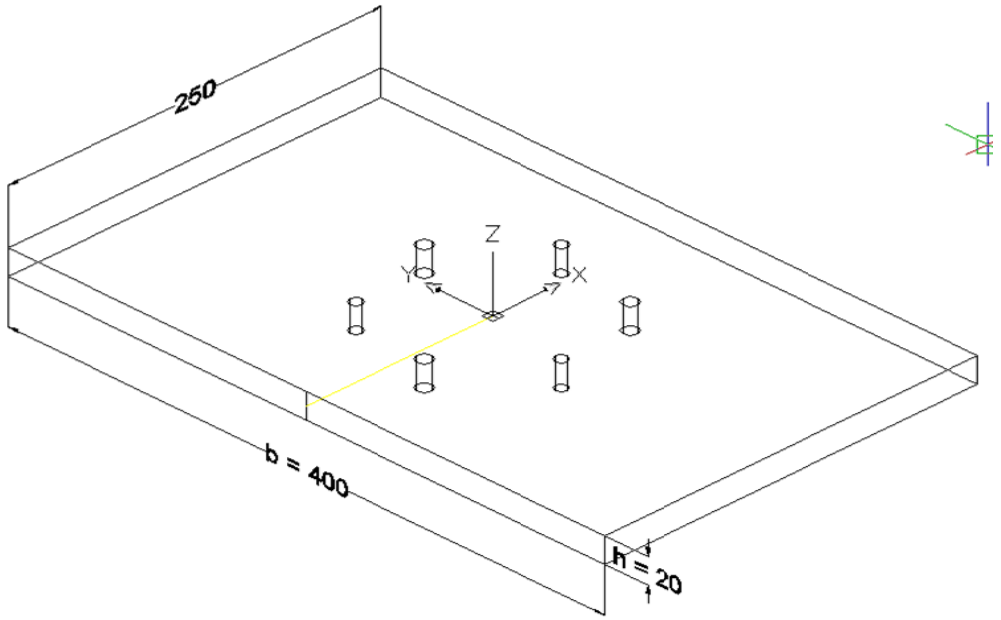


Figura 3.7 *Placa de ref. 8 en el plano general.*

(3 - 13)

(3 - 10)

(3 - 11)

(3 – 7)

Entonces no cumple con la condición por flexión con esas medidas de diseño. Por lo que se toma otra alternativa.

Para evitar ocupar plancha de mayor espesor, se pondrán rigirizadores que permitan dar mayor momento de inercia a la sección, para que soporte el esfuerzo debido al momento flexionante. Vea en la fig. 3.8a y 3.8b.

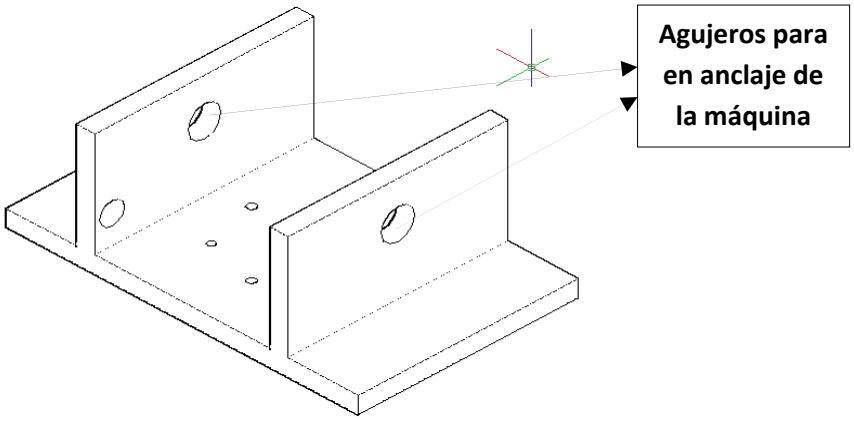


Figura 3.8a) *Placa de ref. 8 en el plano general con rigirizadores 1 y 2.*

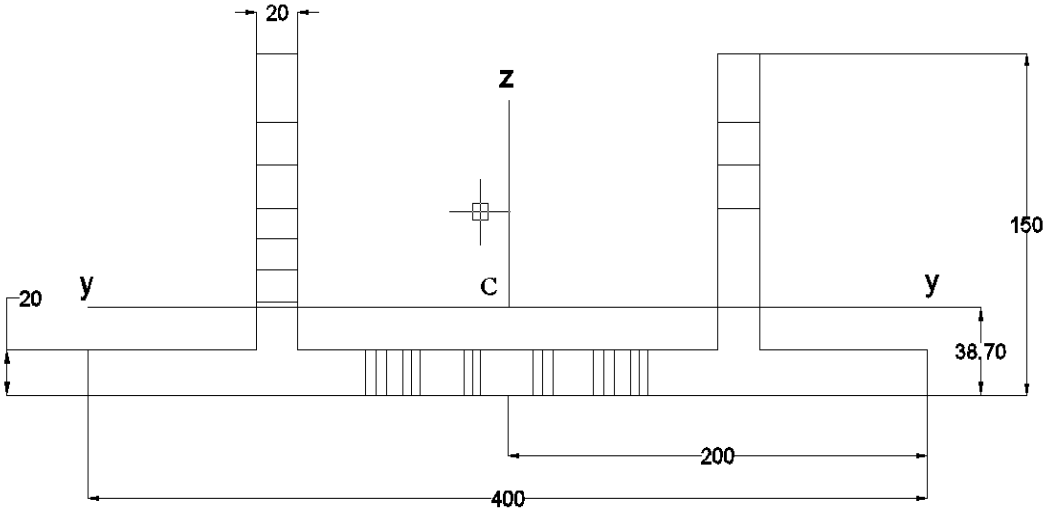


Figura 3.8b) *Sección transversal y medidas del centroide.*

Datos:

h = 150 mm

c2 = 38.7 mm

c1 = **h - c2** = 111.3 mm = 0.1113 m

Como ya tenemos el $M_{max} = 4{,}43 \times 10^{-3} MNm$

A fin de poder obtener la selección adecuada se utilizará el programa SOLIDWORKS, cuya herramienta propiedades de sección, será la adecuada para resolver este tipo de secciones dando datos de momentos de inercia y ubicación del centroide.

$$I_y = 25317272.73\ mm^4 = 2.53173 \times 10^{-5} m^4$$

Con estos datos se calcula el nuevo esfuerzo debido a momento flector

El esfuerzo máximo se calcula con la siguiente fórmula:

$$\boldsymbol{\sigma_{max}} = \frac{\boldsymbol{M\, c1}}{\boldsymbol{I}} \qquad (3 - 14)$$

$$S_{real} = \frac{I}{c_1} = \frac{2.53173\times10^{-5}m^4}{0.1113m} = 2.274687 \times 10^{-4}m^3 \qquad (3 - 10)$$

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{S} = \frac{4.43\times10^{-3}MNm}{2.274687\times10^{-4}m^3} = 19.4752\ MPa \qquad (3 - 11)$$

$$\sigma_{max} < \sigma_d \qquad (3 - 7)$$

$$19.4752\ MPa < 62.5\ MPa$$

Entonces la viga (placa para sujeción de platos) cumple en diseño por flexión satisfactoriamente con esas medidas (Figura 3.8b). Los rigirizadores a más de aumentar el momento de inercia a la sección, también fueron diseñados para facilitar el traslado de la máquina, por lo tanto estos tienen agujeros por donde se puede anclar la máquina. Vea en la figura 3.8.a.

3.9.3.2 Cálculo entre la placa bastidor frontal, placa base para cilindro y placa bastidor posterior.

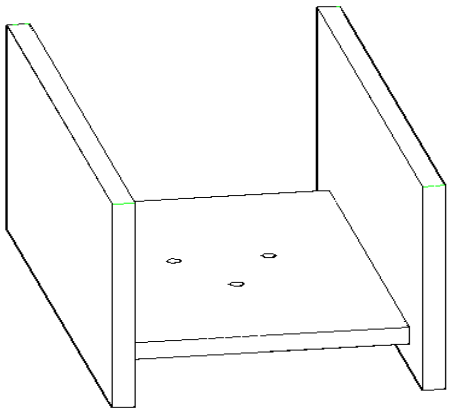


Figura 3.9 *Sección de las placas de ref. 1 y ref. 18, en el plano general.*

Acero de las placas ASTM A-36

$$S_y = 250\ MPa$$

Este esfuerzo permisible se aplica a elementos sometidos a flexión y a tensión.

$$\sigma_d = \frac{S_y}{N} = \frac{250\ MPa}{4} = 62.5\ MPa \qquad (3 - 9)$$

Calculamos el esfuerzo máximo flexionante.

$$\sigma_{max} = \frac{M\,c}{I} \qquad (3 - 1)$$

S= módulo de sección. $S_{real} = \frac{I}{c}$ (3 - 10)

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{S} \qquad (3 - 11)$$

Al igual que la placa para sujeción de los platos, la placa base del cilindro, se analiza como una viga doblemente empotrada y para obtener el momento máximo se grafica el siguiente diagrama:

- ✓ Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector para una viga doblemente empotrada.

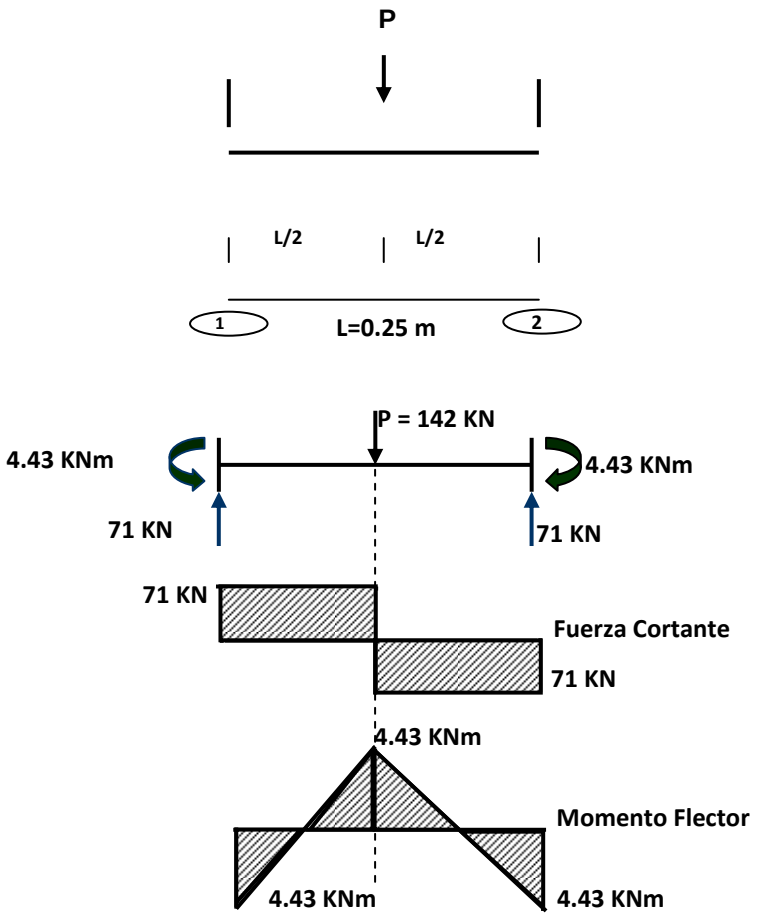


Figura 3.10 *Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector 2.*

$$M_{max} = \frac{142\ KN \times 0{,}25\ m}{8} = 4{,}43KNm = 4{,}43 \times 10^{-3}MNm \qquad (3-12)$$

Primero diseñaremos la placa base para el cilindro, sin los rigirizadores, como lo hicimos con la placa para sujeción de los platos. Vea la fig. 3.11.

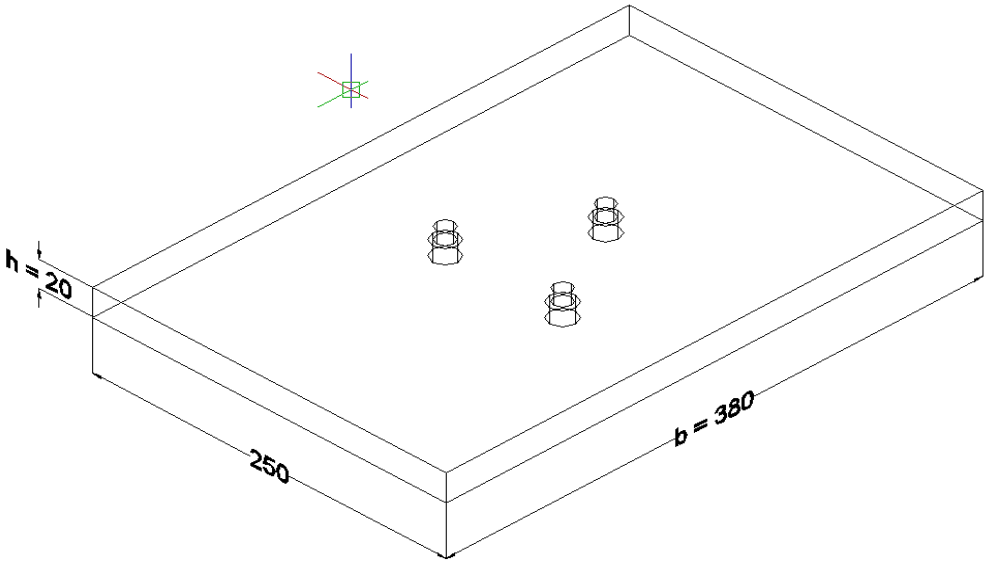


Figura 3.11 *Placa de ref. 18 en el plano general*

$$I_y = \frac{b \times h^3}{12} = \frac{0.38m \times 0.02^3}{12} = 2.5333 \times 10^{-7}m^4 \qquad (3-13)$$

$$S_{real} = \frac{I}{c_1} = \frac{2.5333 \times 10^{-7}m^4}{0.01m} = 2.53336 \times 10^{-5}m^3 \qquad (3-10)$$

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{S} = \frac{4.43 \times 10^{-3}MNm}{2.53336 \times 10^{-5}m^3} = 174.87MPa \qquad (3-11)$$

$$\sigma_{max} > \sigma_d \qquad (3-7)$$

$$174.87\ MPa > 62.5\ MPa$$

Entonces no cumple con la condición por flexión con esas medidas de diseño. Se selecciona otra alternativa.

Para no utilizar plancha de mayor espesor, se pondrán rigirizadores que permitan dar mayor momento de inercia a la sección, para que soporte el esfuerzo debido al momento flexionante tal como se muestra en la siguiente figura.

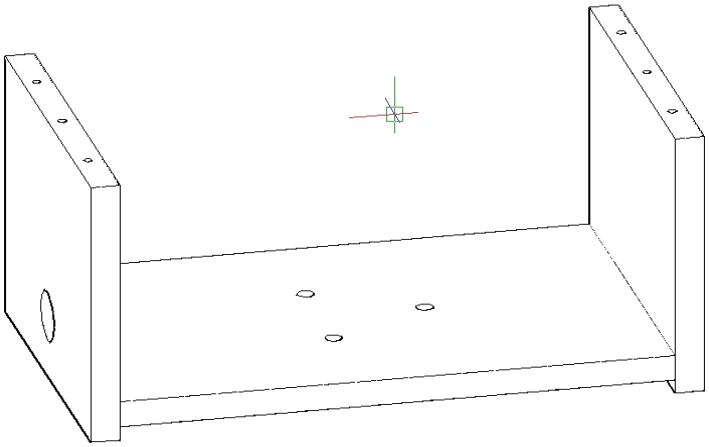


Figura 3.12a) *Placa de ref. 18 en el plano general con rigirizadores de ref. 17 y 23 en el plano general.*

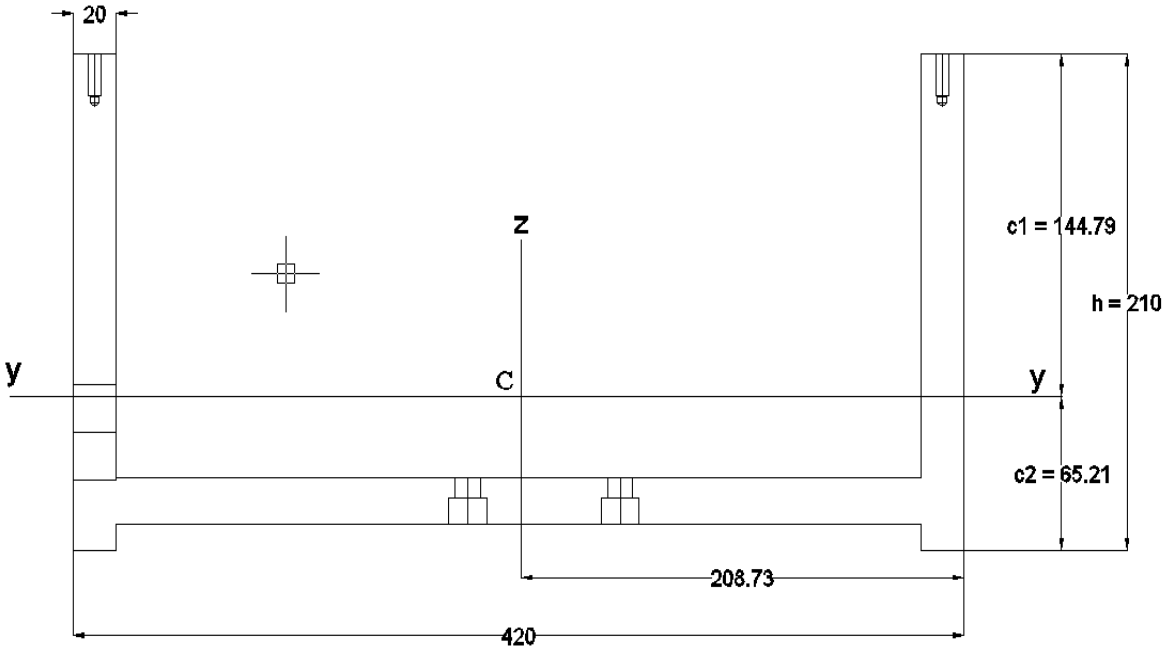


Figura 3.12b) *Sección transversal y medidas del centroide.*

Datos:

h = 210 mm

c_2 = 65.21 mm

c_1 = h - c_2 = 144.79 mm = 0.14479 m²

Como se conoce el $M_{max} = 4{,}43 \times 10^{-3} MNm$

A fin de poder obtener la selección adecuada se utilizará el programa SOLIDWORKS, cuya herramienta propiedades de sección, será la adecuada para resolver este tipo de secciones dando datos de momentos de inercia y ubicación del centroide.

$$I_y = 60049056.91\ mm^4 = 6.004905691 \times 10^{-5} m^4$$

Con estos datos se calcula el nuevo esfuerzo debido a momento flector

"El esfuerzo máximo se calcula con la siguiente formula."[25]

$$\sigma_{max} = \frac{M\ c1}{I} \qquad (3 - 14)$$

$$S_{real} = \frac{I}{c_1} = \frac{6.004905691 \times 10^{-5} m^4}{0.14479m} = 4{,}147320734 \times 10^{-4} m^3 \qquad (3 - 10)$$

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{S} = \frac{4.43 \times 10^{-3} MNm}{4.147320734 \times 10^{-4} m^3} = 10.6815949\ MPa \qquad (3 - 11)$$

$$\sigma_{max} < \sigma_d \qquad (3 - 7)$$

$$10.6815949\ MPa < 62.5\ MPa$$

Entonces la viga (placa para base de cilindro) cumple en diseño por flexión satisfactoriamente con esas medidas (Figura 3.12b). Los rigirizadores a más de aumentar el momento de inercia a la sección, hacen a la máquina robusta, al soldarse con las placas bastidor frontal y posterior, formando un cajón donde se alojará el cilindro hidráulico.

3.9.4 Cálculo de Esfuerzos en Tensión.

Cuando actúa el cilindro hidráulico este produce una fuerza (142000N) en el conjunto de la placa para sujeción de platos y rigirizadores. Como cada bastidor está fijo a una placa base, se produce un esfuerzo de tensión en los bastidores, y un esfuerzo de flexión en la placa para sujeción de platos, placa base de cilindro y rigirizadores tal como se muestra en las siguientes figuras.

[25] MOTT, Robert L, "Diseño de elementos de Máquinas", 4ta edición, Editorial Person, México, pag. 105

Con la utilización del programa de diseño y simulación SOLIDWORKS, se puede lograr un mayor entendimiento en cuanto a la acción que producen los esfuerzos en la estructura metálica de la máquina para ensayos de compresión.

Entonces se procede a ejecutar el programa para obtener e interpretar los criterios de cálculo de Esfuerzos. En un inicio los gráficos que proporciona el programa sirven de referencia para indicar el comportamiento de la estructura metálica al ser sometida a la carga máxima de trabajo, para ello es importante definir las sujeciones y fuerzas que actúan en la estructura.

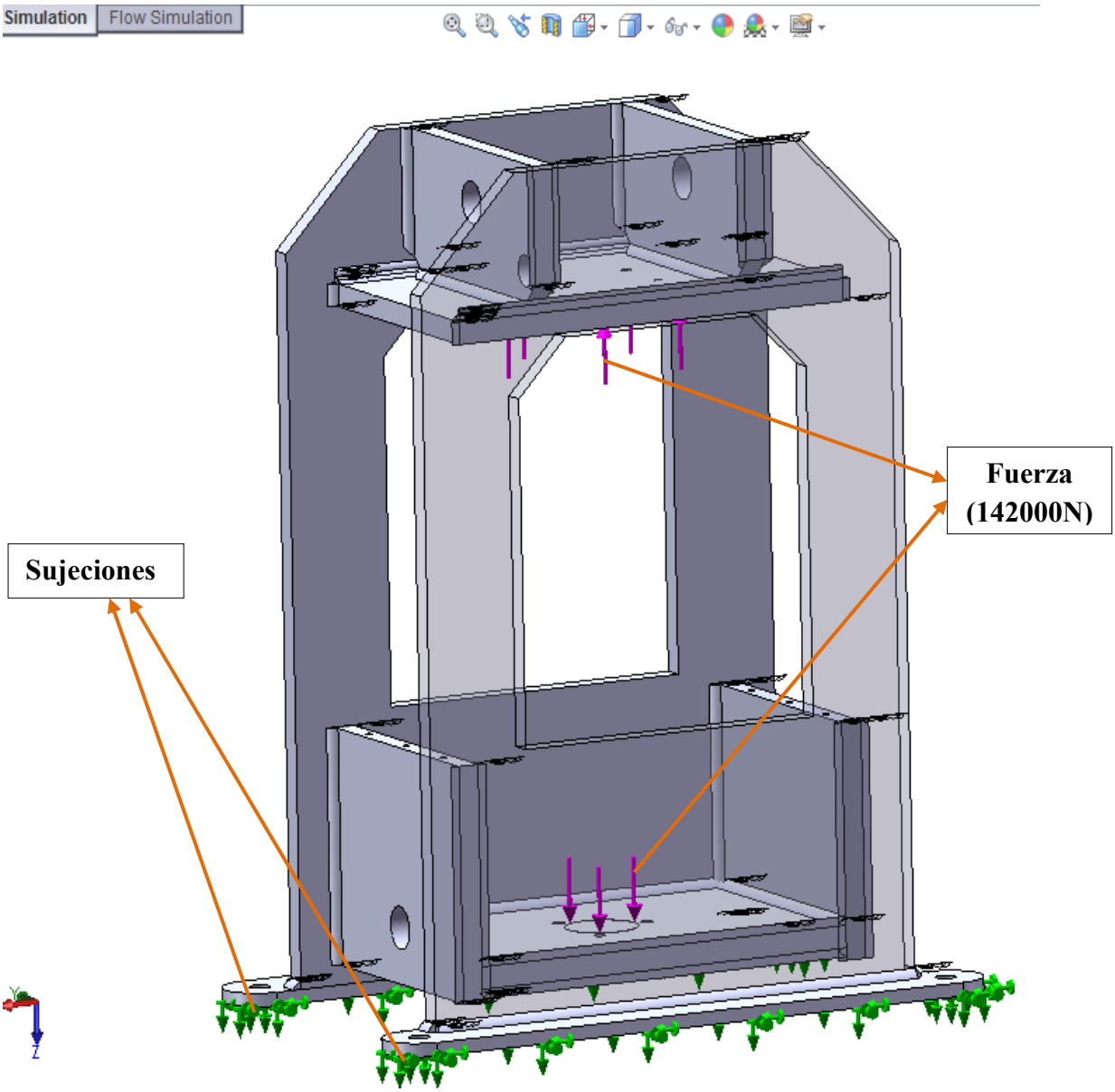


Figura 3.13 *Establecimiento de Fuerzas y sujeciones para la estructura metálica, simulada en SOLIDWORKS*

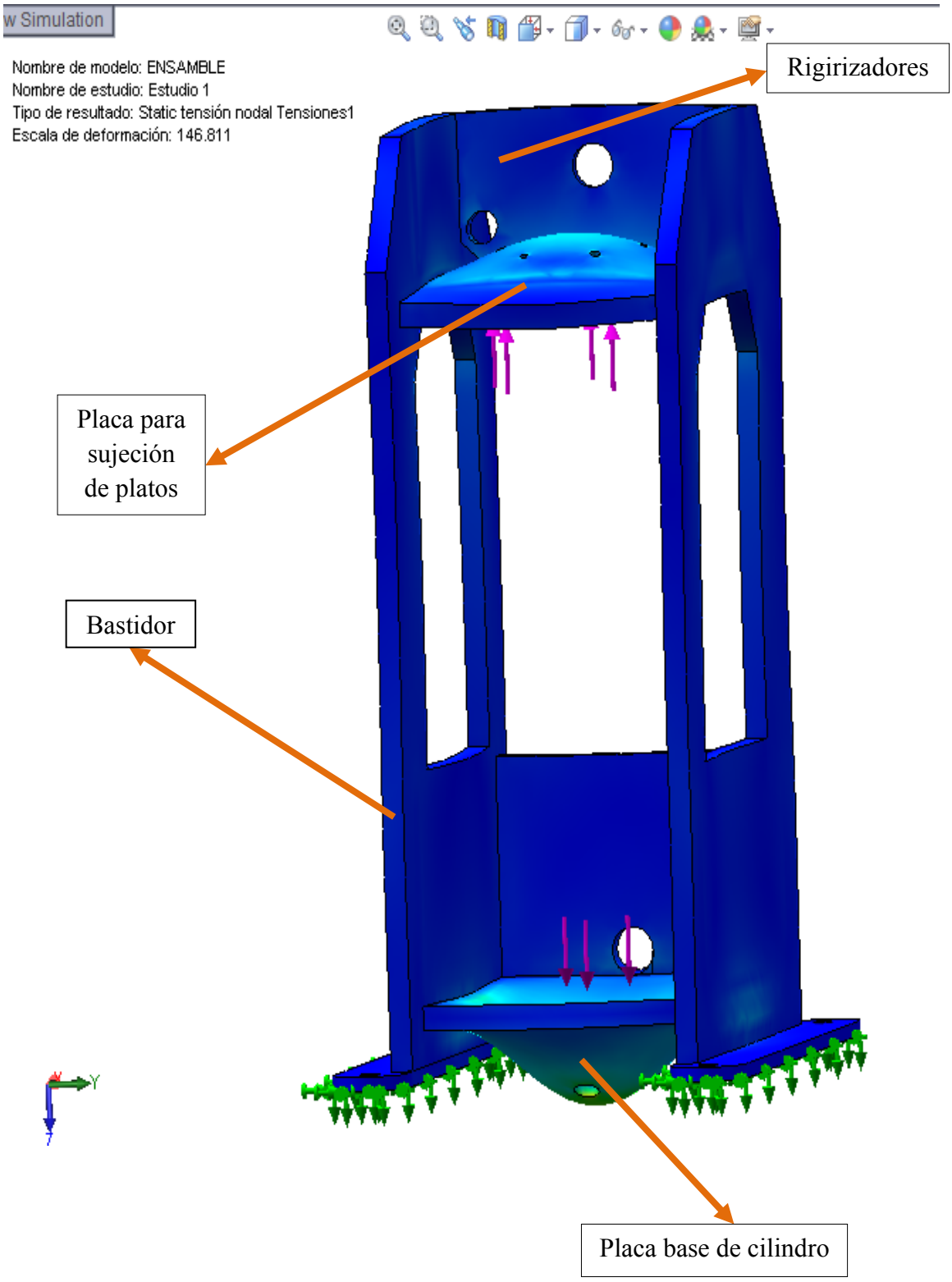


Figura 3.14 *Vista lateral de la Simulación de esfuerzos mediante SOLIDWORKS (Resultados de simulación de tensiones)*

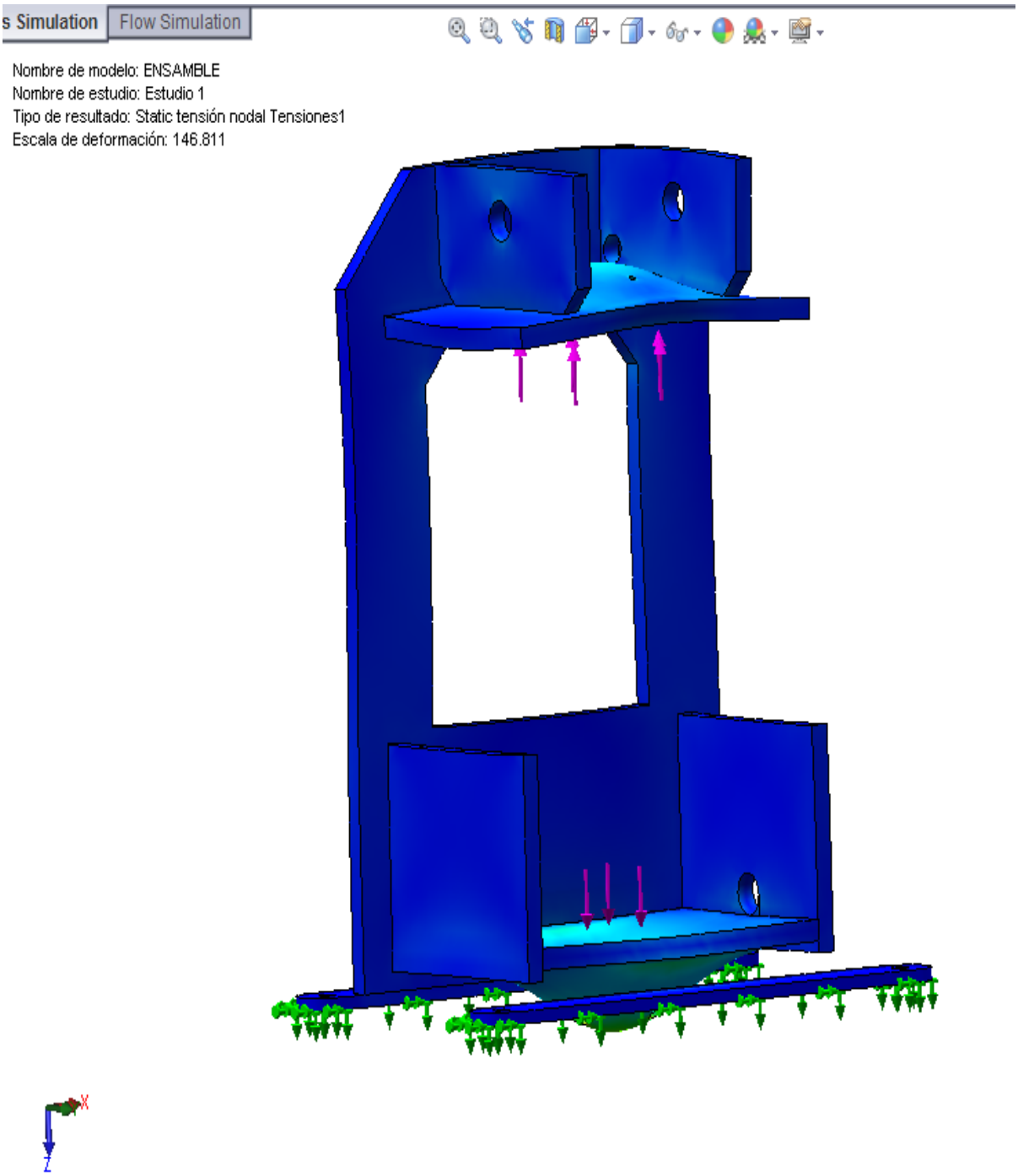


Figura 3.15 *Vista frontal de la Simulación de esfuerzos mediante SOLIDWORKS (Resultados de simulación de Tensiones)*

Para diseñar la placa **(Bastidor)** se aplica la siguiente formula por estar sometida a tensión:

$$\boldsymbol{\sigma_{max}} = \frac{\boldsymbol{F}}{\boldsymbol{A}} \qquad (3 - 15)$$

Donde:

$\boldsymbol{\sigma}$ = Esfuerzo máximo normal,

F = Carga Axial.

A = Area neta de la sección que equivale al área de la sección transversal del bastidor

La fuerza que se obtiene del Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector considerando una viga doblemente empotrada con esfuerzos a flexión es:

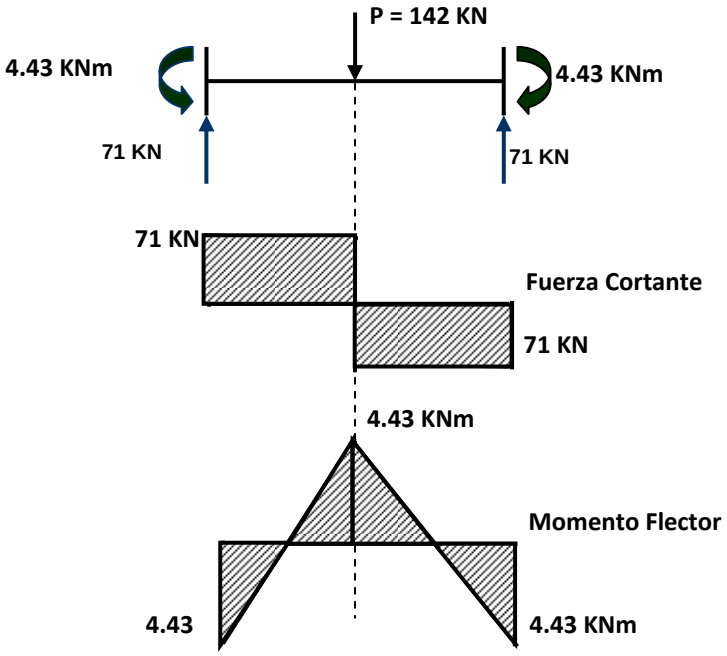


Figura 3.16 *Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector 3.*

Fuerza Cortante: $V = \frac{P}{2}$

$$V = \frac{142}{2} = 71\ KN$$

F = 71 KN (fuerza cortante)

El área se calcula con la siguiente sección que se indica en la figura 3.17:

$$\mathbf{A} = 20\ mm \times 100\ mm = 2000\ mm^2 = 2 \times 10^{-3}\ m^2$$

Este valor es el área de la sección transversal más reducida del bastidor, como se observa en el figura 3.17, son dos secciones por lo tanto multiplicamos por dos el área que calculamos anteriormente y el resultado tenemos:

$$A = 2 \times 10^{-3}\ m^2 \times 2 = 4 \times 10^{-3}\ m^2$$

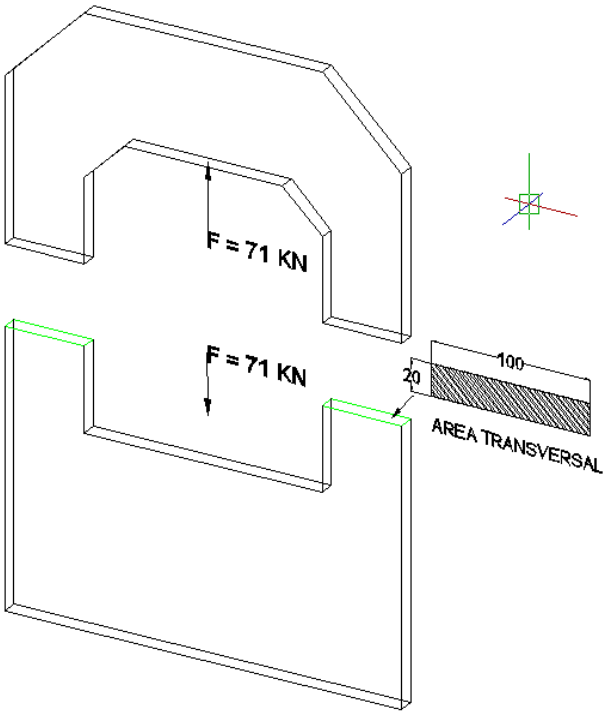


Figura 3.17 *Fuerza de tensión en la placa de bastidor.*

$$\sigma_{max} = \frac{F}{A} \qquad (3 - 15)$$

$$\sigma_{max} = \frac{71\ KN}{4\ x\ 10^{-3}\ m^2} = 17750\ KPa$$

$$\sigma_{max} < \sigma_d \qquad (3 - 7)$$

$$17.75\ MPa < 62.5\ MPa$$

Entonces los bastidores de ref. 1, en el plano general cumplen el diseño por tensión satisfactoriamente con esas medidas.

3.9.5 Cálculo de Concentración de Esfuerzos en Tensión.

En muchos casos típicos del diseño de máquinas, es necesario que haya discontinuidades geométricas inherentes, para que las piezas cumplan las funciones asignadas.

"Cualquiera de esas discontinuidades geométricas hará que el esfuerzo real máximo en la parte sea mayor que el que se calcula con formulas simples." [27]

Al definir los factores de concentración de esfuerzos con aquellos por los cuales el esfuerzo real máximo es mayor que el esfuerzo nominal, σ_{nom} o τ_{nom}

calculados con las ecuaciones sencillas, el diseñador puede analizar esos casos. El símbolo de esos factores es K_t. En general, los factores K_t se manejan así:

$$\sigma_{max} = K_t \, \sigma_{nom} \quad \text{ó} \quad \tau_{max} = K_t \, \tau_{nom}$$

Dependiendo de la clase de esfuerzo producido por la carga en particular. El valor de K_t depende de la forma, de la discontinuidad, de la geometría específica y del tipo de esfuerzo. En la Tabla A-3 (figura A 15-2) de los anexos, se incluyen varias gráficas de factores de concentración de esfuerzos. Observe que la gráfica indica el método para calcular el esfuerzo nominal. En general se calcula el esfuerzo nominal mediante la sección neta (figura 3.18) en la cercanía de la discontinuidad.

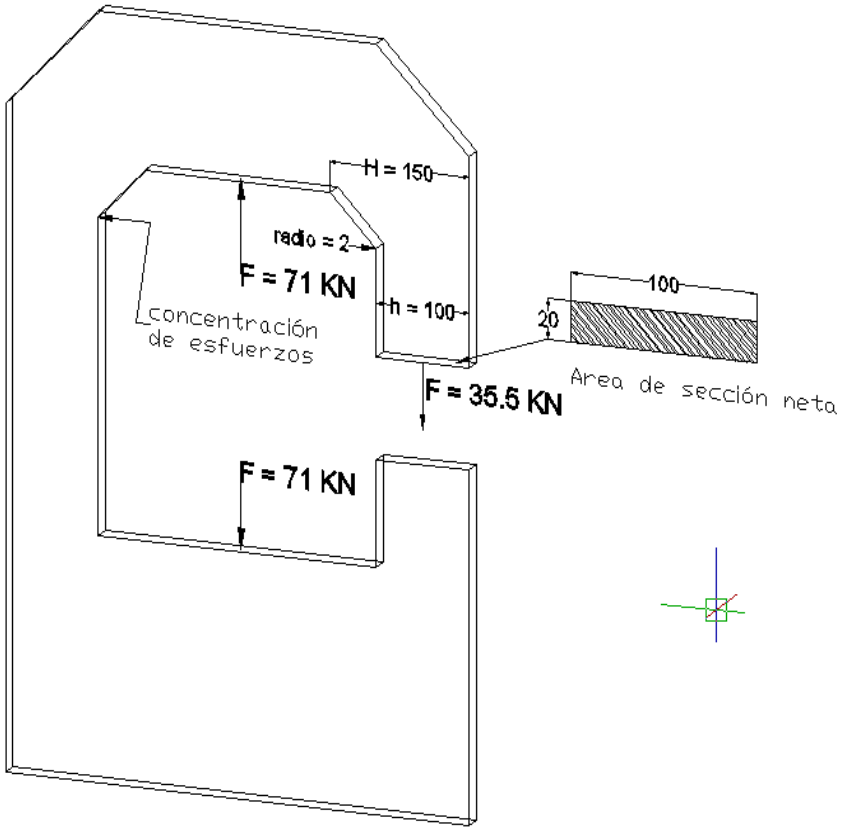


Figura 3.18 *Concentración de esfuerzos en la placa de bastidor.*

[27] MOTT, Robert L, "Diseño de elementos de Máquinas", 4ta edición, Editorial Person, México, pag. 119

Datos:

H =150 mm r = 2 mm

h = 100 mm e = 0.02 m

$$\frac{r}{h} = \frac{2}{100} = 0.02$$

$$\frac{H}{h} = \frac{150}{100} = 1.5$$

K = 3.2

(H y h) son valores de distancias en el cambio de sección (Ver figura 3.18)

H = valor de distancia en la sección mayor.

h = valor de distancia en la sección menor.

El valor de K = 3.2 se obtiene de la lectura de la Tabla A-4 (figura A15-2, R. Mott) de los anexos.

$$\sigma_{nom} = \frac{F}{A} = \frac{35.5\ KN}{(0.1 \times 0.02)m^2} = 17750\,\frac{KN}{m^2}$$

$$\sigma_{max} = \sigma_{nom} \times K = 17750\,\frac{KN}{m^2} \times 3.2 = 56800\ KPa$$

$$\sigma_{max} < \sigma_d \qquad (3-7)$$

$$56.8\ MPa < 62.5\ MPa$$

Es decir la placa (Bastidor) soporta una carga de hasta 62.5 MPa y está expuesta a tan solo 56.8 MPa, por lo que el diseño de la placa es optimo con las medidas establecidas.

3.9.6 Cálculo del espesor de la Placa base.

En la figura 3.19 se aprecia el diseño de la Placa base de la placa bastidor.

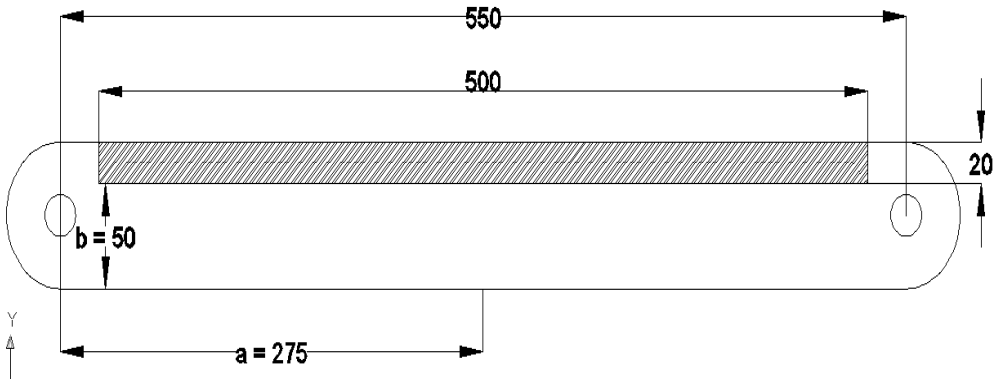


Figura 3.19 *Placa base de la placa bastidor.*

Datos:

Peso total de la máquina de compresión: m = 180 Kg

P total = m x g = 180 Kg x 9.8 m/s^2 = 1764 N

F = P total /2 = 882 N

b = 50 mm

a = 275 mm

N = 1.5 coeficiente de seguridad (prontuario de mecánica).

Para acero A36. El Esfuerzo permisible es:

$$\sigma_d = \frac{S_y}{N} = \frac{250\ MPa}{1.5} = 166.6667\ MPa$$

Presión de apoyo uniformemente repartida sobre toda la placa:

$$P = \frac{F}{A} \qquad (3 - 21)$$

$$P = \frac{882\ N}{(0.5 \times 0.02) m^2} = 88.200\ \frac{KN}{m^2}$$

Relación entre dimensiones principales η:

$$\eta = \frac{a}{b} \qquad (3 - 22)$$

$$\eta = \frac{275}{50} = 5.5$$

"Con el valor de η escogemos en la Tabla A-5 (Prontuario de Mecánica) de los anexos, para placa empotrada, los siguientes valores:" [28]

$\varphi_y = 1$;

Con estos valores calculamos el espesor de placa:

$$e = \sqrt{\frac{\varphi_y \times P \times b^2}{\sigma_d}} \qquad (3\text{-}23)$$

[28] ROLDAN, José. "Prontuario de Mecánica", 4ta edición, Editorial Paraninfo, España, página 225.

$$e = \sqrt{\frac{1 \times 88.2\ KPa \times 0.5^2 m^2}{166666.67\ KPa}}$$

$$e = 0.0115\ m = 11.5\ mm$$

Entonces el espesor para la placa base debe ser de 12 mm, con las medidas de la figura 3.19.

3.9.7 Simulación de Esfuerzos a Compresión en los platos y la esfera mediante el programa de diseño y simulación SOLIDWORKS.

3.9.7.1 Diseño y simulación del Plato Superior

Por medio del programa SolidWorks se procede al diseño y luego a la simulación de los esfuerzos que se generan en la máquina para ensayos de compresión al momento de realizar el ensayo.

Se dimensiona el elemento en el programa y luego se procede a la simulación de esfuerzos, para lograr este propósito se deben seguir los siguientes pasos:

- ✓ Establecer el diseño del elemento y gravarlo en un directorio.
- ✓ Luego se procede a realizar un Estudio Estático el cual es definido por el propio programa.
- ✓ Se debe aplicar y editar el material correspondiente al elemento siendo (Acero ASTM A-36).
- ✓ Se deben definir las respectivas sujeciones en el lugar correspondiente, siendo la opción adecuada (Geometría Fija).
- ✓ Se establece la Fuerza de trabajo siendo de (142000N) ubicándola en la cara respectiva donde actuará la fuerza.
- ✓ Se debe crear la malla, la densidad de la malla debe ser Fina.
- ✓ Por último se ejecuta el análisis.

Los resultados que proporcionan el programa se adjuntan a continuación donde se pueden apreciar en los siguientes gráficos.

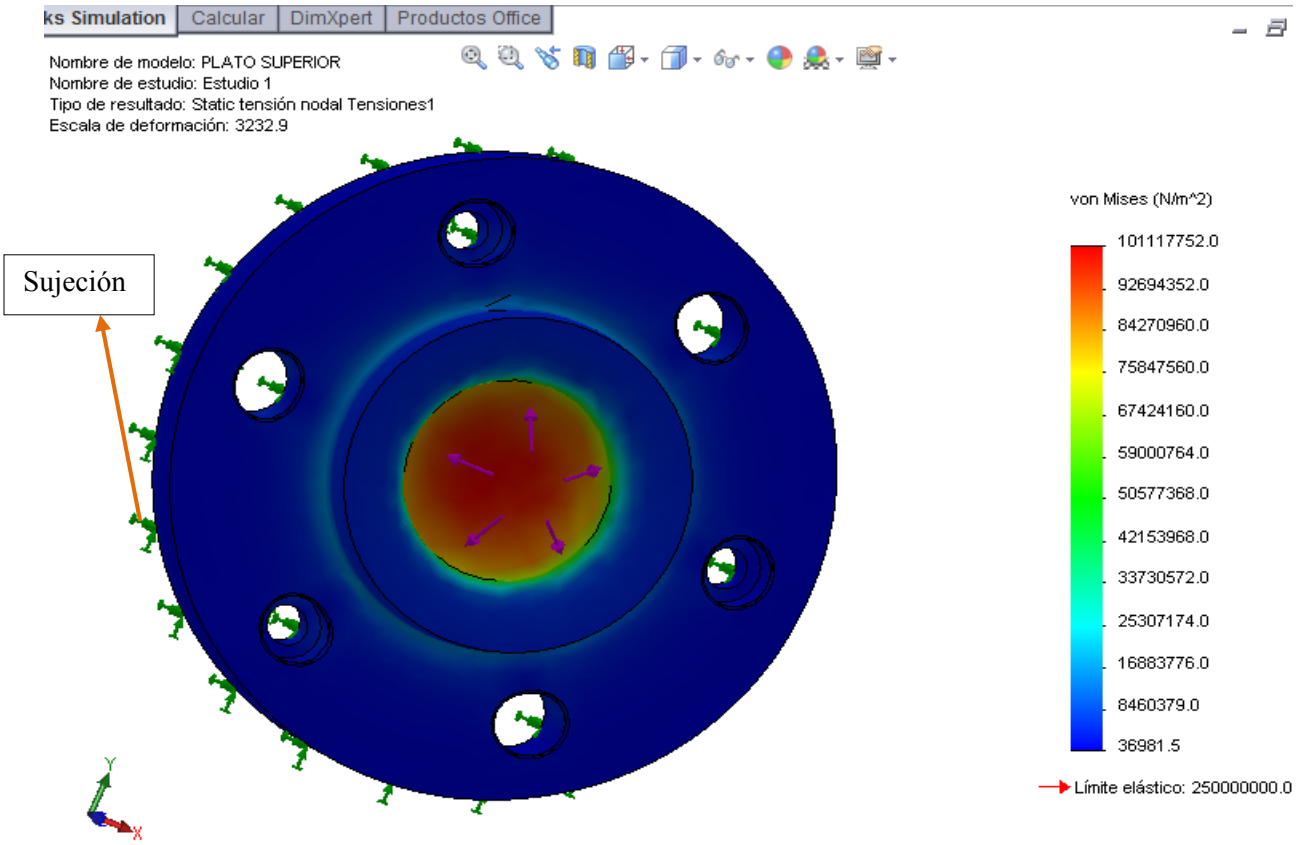


Figura 3.20 *Resultados de tensiones generadas a compresión en el plato superior*

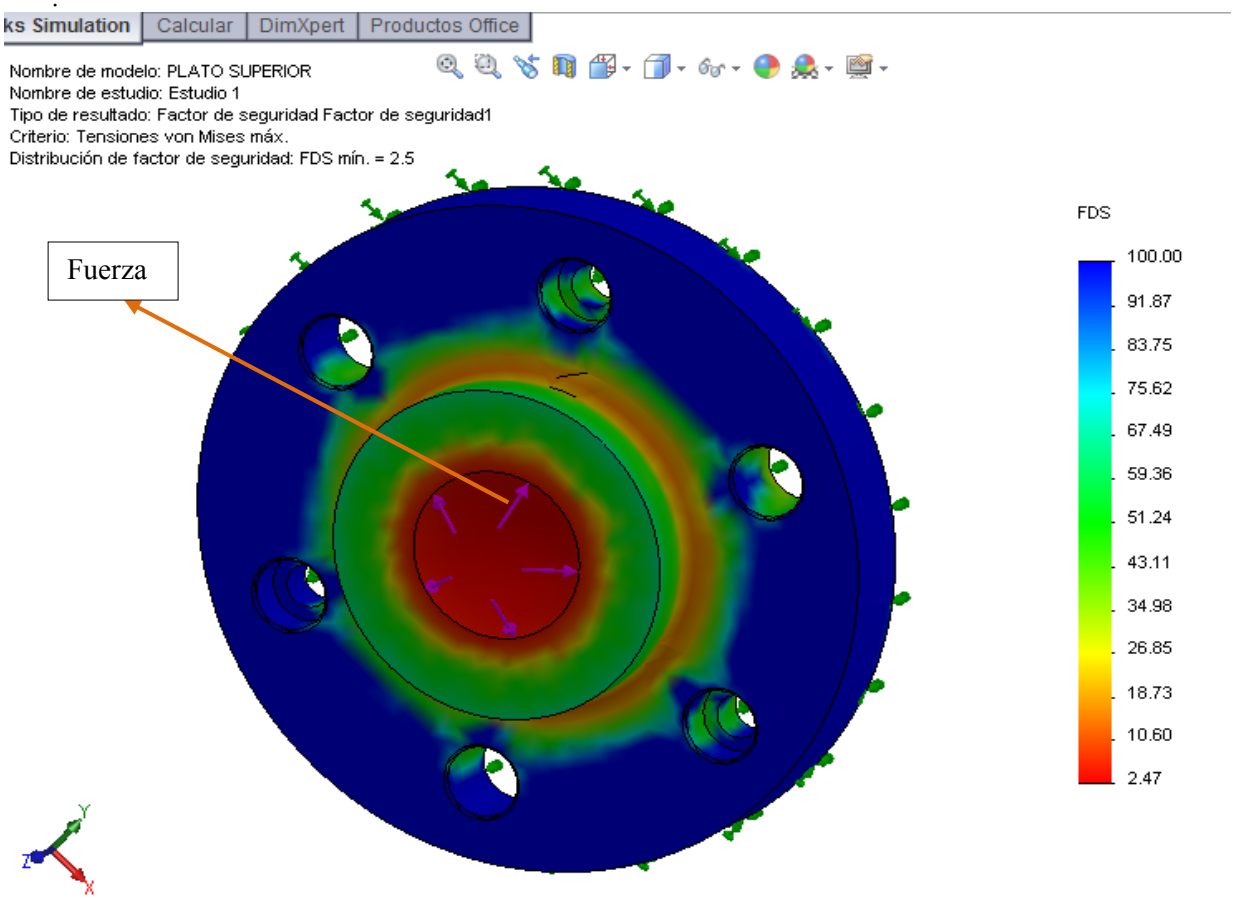


Figura 3.21 *Resultados del factor de seguridad generados a compresión para el plato superior.*

Como resultado de la simulación, se generan imágenes las cuales representan los resultados de tensión y del factor de seguridad respecto al esfuerzo máximo de trabajo (142000 N), el programa relaciona estos resultados a través de diversos colores siendo el color rojo para indicar la zona más crítica en la cual el material podría fallar, y siendo el color azul para indicar la zona menos propensa a sufrir daños generados por los esfuerzos propios de trabajo.

Interpretando el grafico de Tensiones se puede confirmar que el máximo esfuerzo generado en el trabajo será de (101117752 Pa) y que se encuentra ubicado en la sección cóncava del elemento, y que el mínimo esfuerzo creado en el trabajo es de (36981,5 Pa) y se encuentra ubicado en una porción del perímetro circular tal como se aprecia en la figura 3,20.

Mientras que al interpretar el grafico del factor de seguridad se puede confirmar que la zona más critica ubicada en la sección cóncava del elemento mantiene un factor de seguridad de 2,47 y que la zona que comprende la porción perimetral circular del elemento mantiene un factor de seguridad de 100. Para la interpretación de estos valores es importante mencionar que, para que el diseño cumpla con las exigencias que demandan los esfuerzos máximos, este deberá mantener un factor de seguridad de por lo menos un valor de 2 como se indica en el texto de (Robert Mott, “Diseño de elementos de Máquinas”, pagina 185) donde se indica que N (Factor de seguridad) = 2,0 a 2,5. Para el diseño de elementos de máquinas bajo cargas dinámicas con una confianza promedio en todos los datos de diseño. Entonces se puede confirmar que el diseño realizado cumple con las exigencias establecidas en los textos, ya que el mínimo factor de seguridad obtenido en la simulación es de **2,47** aprobando de esta manera las dimensiones de diseño del Plato Superior.

3.9.7.2 Diseño y simulación del Plato Inferior.

Para la simulación de este elemento se seguirán los mismos consejos detallados en la simulación del plato superior, los gráficos que genera el programa se detallan a continuación:

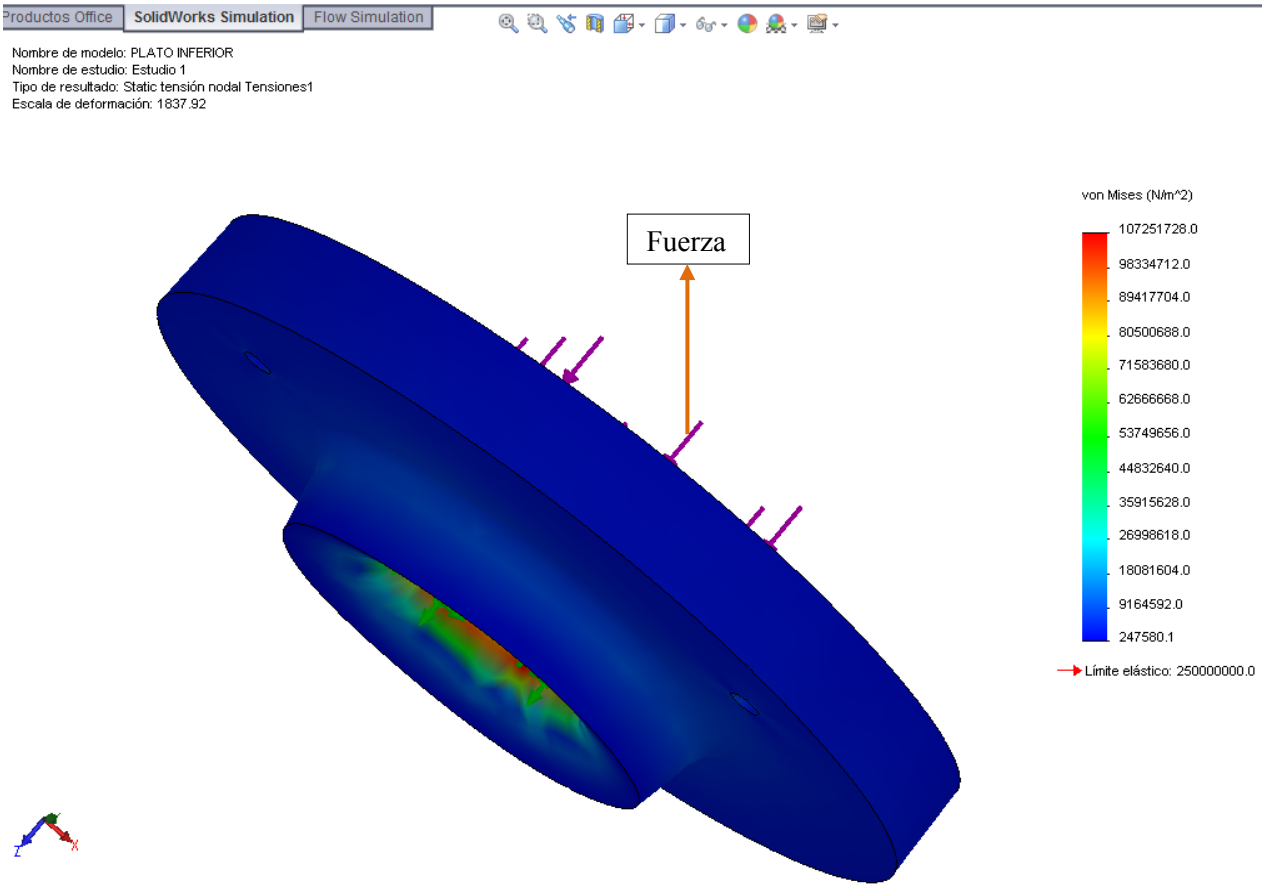


Figura 3.22 *Resultados de tensiones generadas a compresión en el plato inferior.*

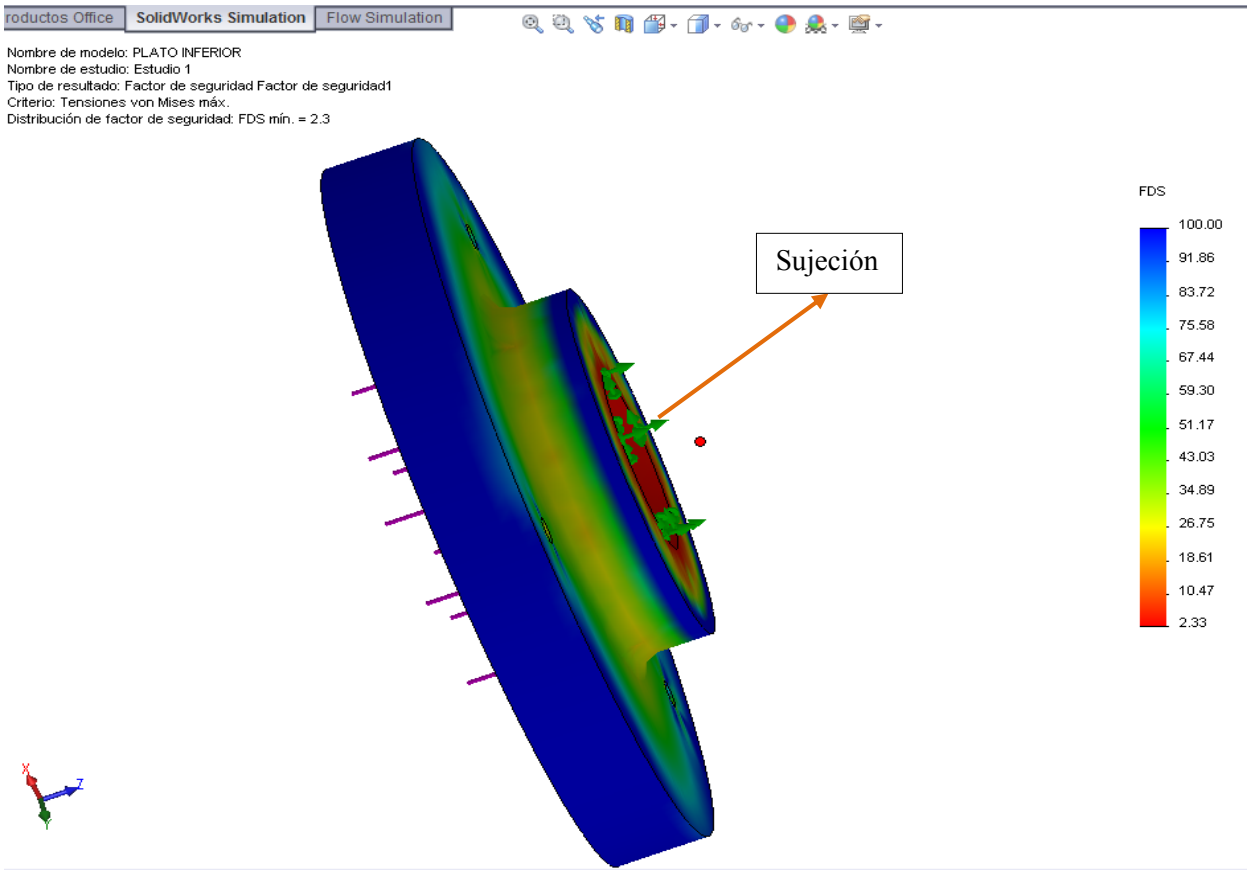


Figura 3.23 *Resultados del factor de seguridad generado a compresión en el plato inferior.*

Interpretando el grafico de Tensiones se puede confirmar que el máximo esfuerzo generado en el trabajo será de (107251728 Pa) y que se encuentra ubicado en una parte de la sección cóncava del elemento, y que el mínimo esfuerzo creado en el trabajo es de (247580,1 Pa) y se encuentra ubicado en la mayor parte del perímetro circular tal como se aprecia en la figura 3,22.

Mientras que al interpretar el grafico del factor de seguridad se puede confirmar que la zona más critica ubicada en la sección cóncava del elemento mantiene un factor de seguridad de **2,33** y que la zona que comprende la parte perimetral circular del diámetro mayor y parte de la sección perimetral circular del diámetro menor del elemento mantienen un factor de seguridad de 100.

Entonces se puede confirmar que el diseño realizado con las dimensiones del Plato inferior soporta favorablemente los esfuerzos de trabajo.

3.9.7.3 Diseño y simulación de la Esfera.

Para determinar el comportamiento de la esfera ante los esfuerzos de compresión generados en el trabajo, se debe realizar la simulación del conjunto de apoyo de rotula (plato superior, esfera y plato inferior), se procede de esta manera ya que el programa no permite la simulación individual de la esfera por tratarse de un elemento de una sola cara.

Para realizar esta simulación primero se debe efectuar en el programa un ensamble con los elementos (plato superior, esfera y plato inferior), luego se procede de la misma manera que en las simulaciones anteriores.

En las figuras 3.24 y 3.25 se detallan las ubicaciones exactas donde se deben colocar las Fuerzas, Sujeción y Conexiones para efectuar la simulación y entender cómo actúa la fuerza de 142000 N sobre la esfera.

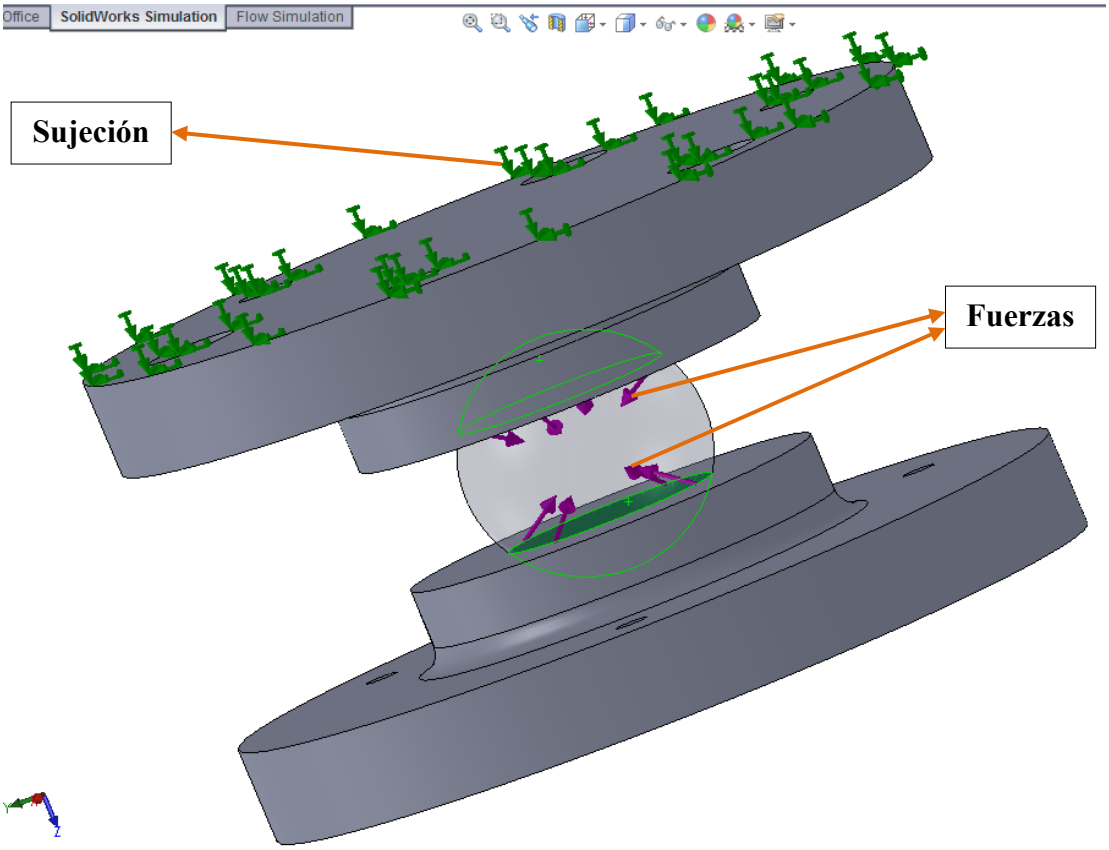


Figura 3.24 *Ubicación de las Fuerzas y sujeción en el conjunto de apoyo de rotula.*

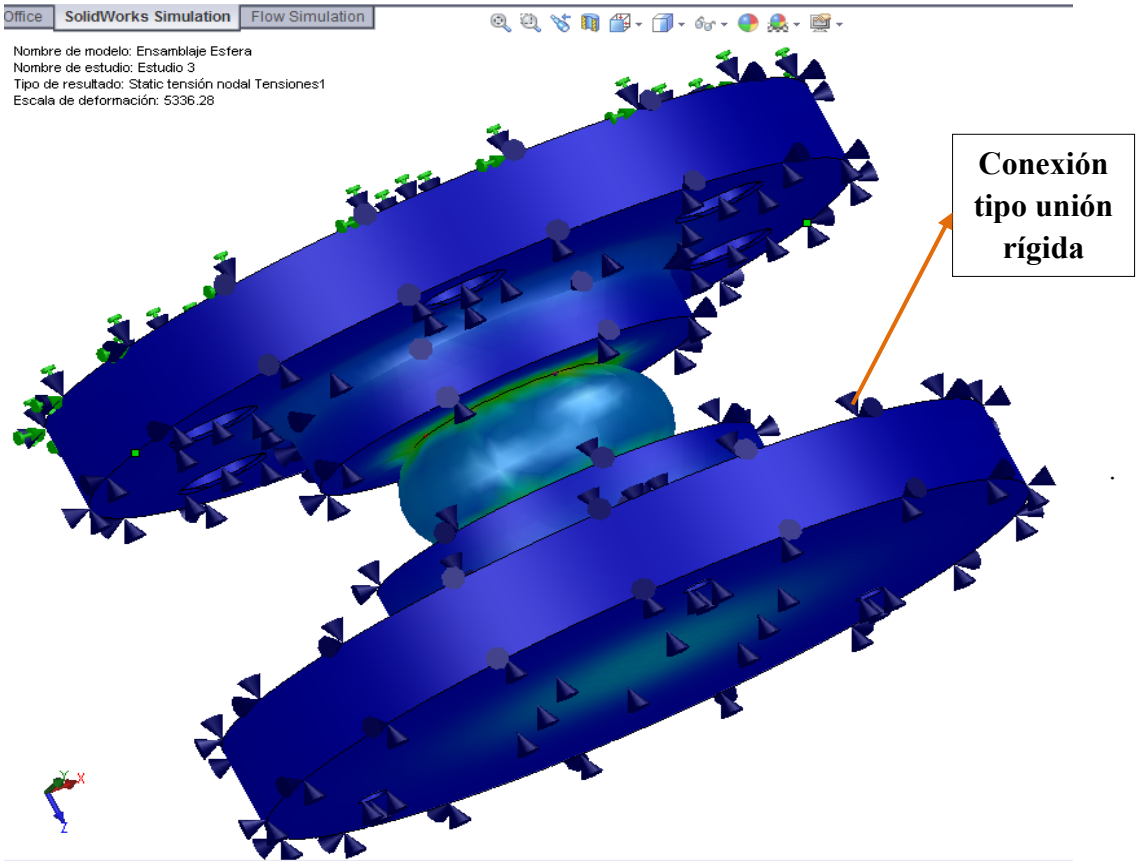


Figura 3.25 *Ubicación de las conexiones en el conjunto de apoyo de rotula.*

La conexión tipo unión rígida establece que las caras seleccionadas serán rígidas y forzadas a moverse juntas, de esta manera se logra la simulación correcta de la esfera.

En la siguiente figura se observa los resultados del estudio de SolidWorks.

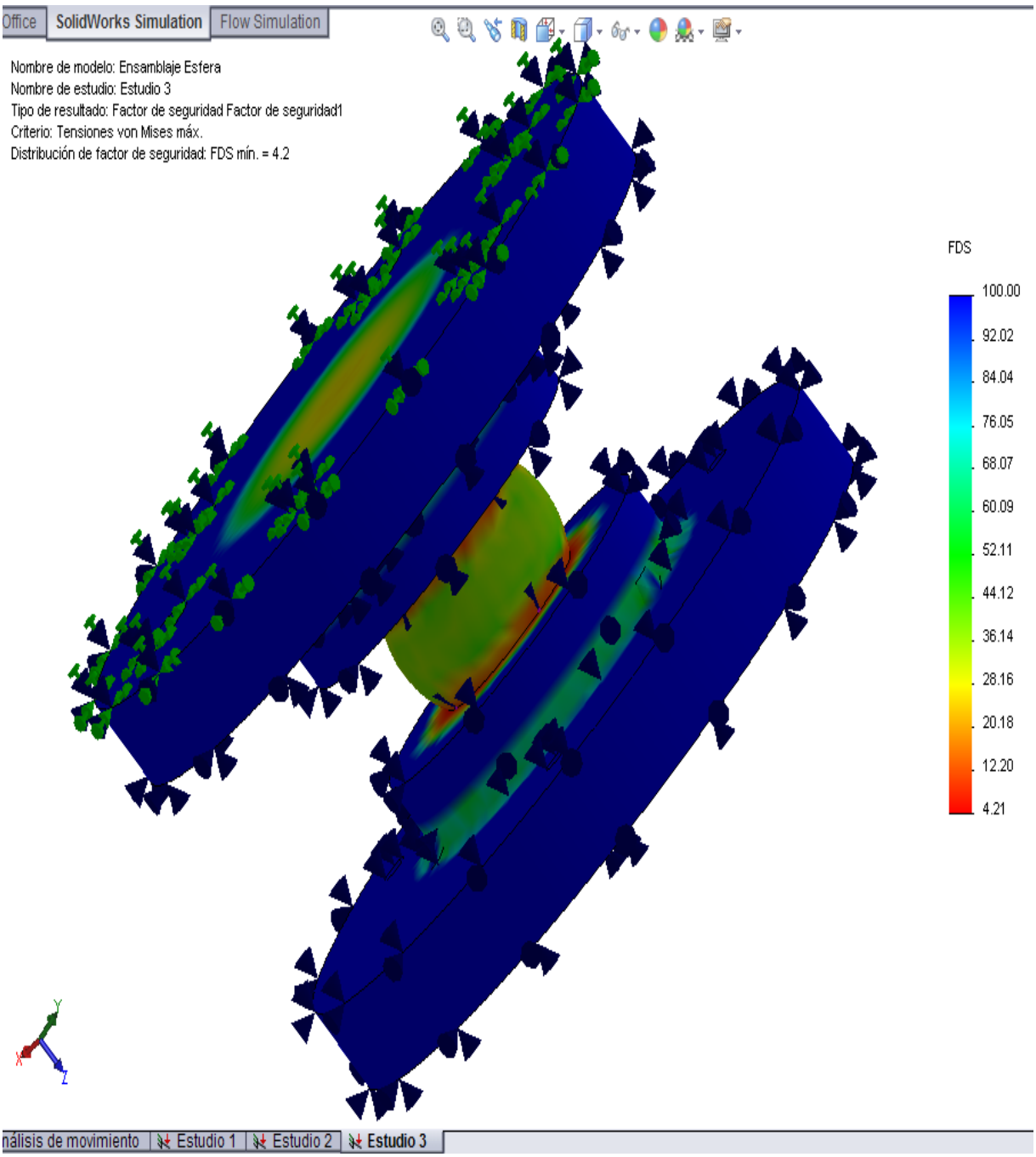


Figura 3.26 *Resultados del factor de seguridad generado a compresión en el conjunto de apoyo de rotula.*

Interpretando el grafico del factor de seguridad se puede confirmar que la zona más crítica se encuentra ubicada entre las caras de contacto de las secciones cóncavas de los platos superior e inferior y la esfera tal como se puede apreciar en la figura 3.26 y que se detalla en color rojo, esta zona indica que los elementos en función están diseñados con un factor de seguridad de **4,21**; las zonas menos propensas a sufrir daños se indican en color azul, en estos lugares los elementos mantienen un factor de seguridad de 100.

Entonces se puede confirmar que el diseño realizado con las dimensiones correspondientes a la esfera soporta favorablemente los esfuerzos de trabajo, a demás cumple con la condición del factor de seguridad que se establece en el libro de (Robert Mott) y que se detalla en el ítem **3.6.3.**

3.10 UNIONES SOLDADAS.

Soldadura.- Es unir dos metales de idéntica o parecida composición por la acción del calor, directamente o mediante la aportación de otro metal también de idéntica o parecida composición. Durante el proceso hay que proteger al material fundido contra los gases nocivos de la atmósfera, principalmente contra el oxígeno y el nitrógeno.

3.10.1 Procedimientos de soldadura.

"La norma NBE EA-95 autoriza para uniones de fuerza en estructuras de edificación los siguientes procedimientos:

1.- Soldeo eléctrico manual; por arco descubierto con electrodo fusible revestido.

2.- Soldeo eléctrico semiautomático o automático; por arco en atmósfera gaseosa con alambre electrodo fusible.

3.- Soldeo eléctrico automático; por arco sumergido con alambre electrodo fusible desnudo." [29]

[29] http://www.unionesporsoldadura.com/ElementosConstrucción02.pdf

Soldadura por arco.- Es el procedimiento más importante y casi exclusivamente utilizado para las estructuras metálicas. Las piezas se unen al provocarse un arco eléctrico entre ellas y un electrodo revestido que constituye el metal de aportación. El electrodo está sujeto a una pinza que sujeta el soldador, este es el polo negativo, el positivo son las piezas que se quieren unir; una buena soldadura depende de los siguientes factores:

- ✓ Diámetro del electrodo.
- ✓ Distancia del electrodo a las piezas para unir (tamaño del arco)
- ✓ Velocidad de avance del electrodo (habilidad del soldador)
- ✓ Temperatura en el proceso; de 3000 a 4000 ºC.

En la figura 3.27 se puede apreciar cómo actúa el electrodo en el proceso de soldadura por arco.

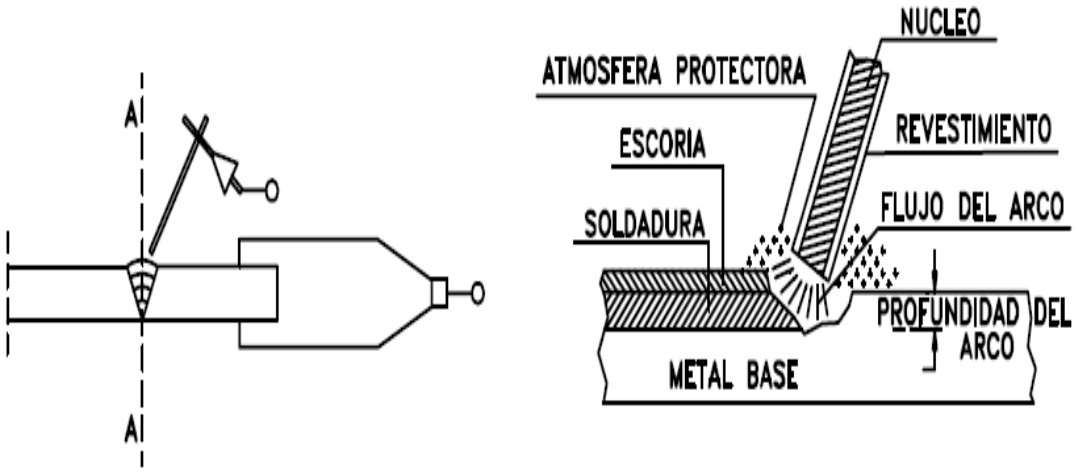


Figura 3.27 *Soldadura por arco.* [28]

El gas producido por el revestimiento; protege al material en la parte exterior del cordón queda una capa externa de escoria; el gas hace que la escoria se pueda retirar fácilmente.

[28] http://www.unionesporsoldadura.com/ElementosConstrucción02.pdf

Se crea un arco eléctrico; que hace que el material vaya saltando y se crea el cordón de soldadura.

3.10.2 Materiales de aportación.

Electrodos revestidos.- Están constituidos por una varilla metálica recubierta por un fundente adecuado. El revestimiento se funde con el arco dando origen a gases que protegen de los gases de la atmósfera al metal de aportación. También permite que las escorias se puedan separar fácilmente después de la soldadura. Los principales revestimientos son de tipo básico, celulósico, oxidante y ácido. Para el presente proyecto se utilizará el **E7018,** y que a continuación se detalla su relación espesor-diámetro-intensidad en la tabla 3.6.

Espesor chapas (mm)	Diámetro electrodos (mm)	Intensidad corriente (A)
20	2.5-3	100-150

Tabla 3.6 *Relación espesor-diámetro-intensidad.* [6]

3.10.3 Clasificación de los cordones de soldadura

Según la NBE EA-95; para los procedimientos 1, 2 y 3. Los cordones de soldadura se pueden clasificar:

- ✓ Por la posición geométrica de las piezas a unir.
  - Soldaduras a tope (figura 3.28).
  - Soldaduras en ángulo (figura 3.29).
- ✓ Por la posición del cordón de soldadura respecto al esfuerzo (figura 3.30).
  - Cordón frontal.
  - Cordón lateral.
  - Cordón oblicuo.
- ✓ Por la posición del cordón de soldadura durante la operación de soldar (figura 3.31).
  - Cordón plano (se designa con H).
  - Cordón horizontal u horizontal en ángulo (se designa por C).

[6] http://www.unionesporsoldadura.com/ElementosConstrucción02.pdf

- Cordón vertical (se designa con V).
- Cordón en techo o en techo y en ángulo (se designa con T).

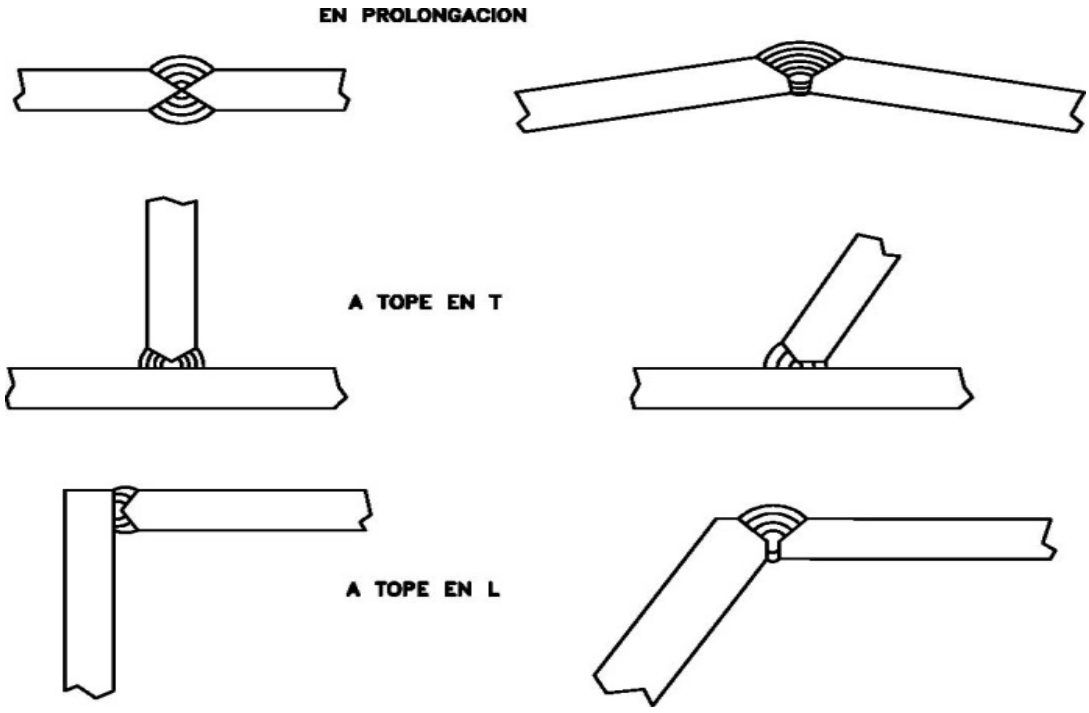


Figura 3.28 *Soldaduras a tope.* [29]

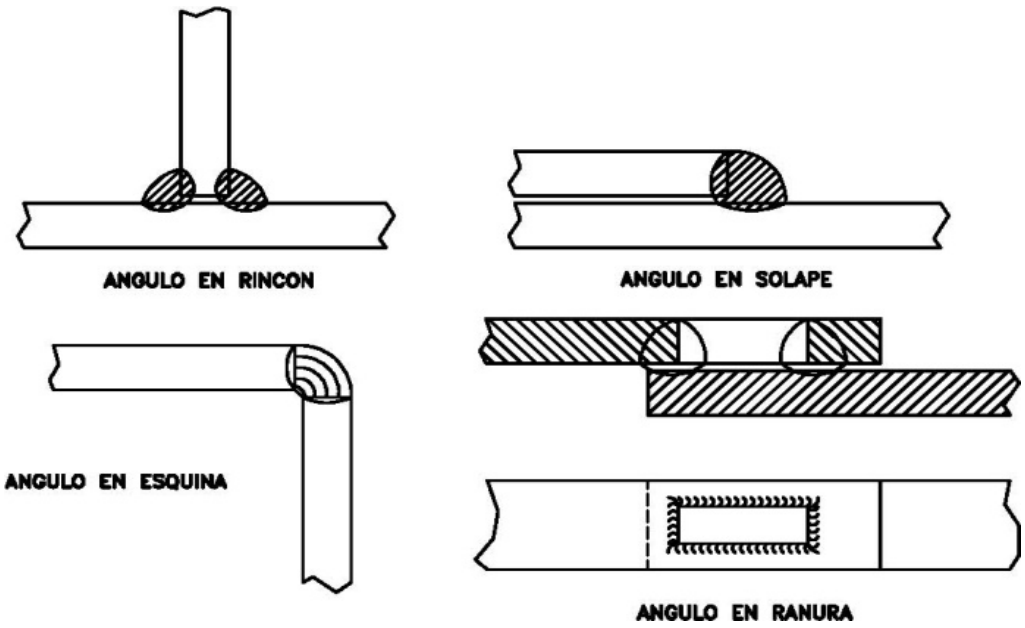


Figura 3.29 *Soldaduras en ángulo.* [30]

[29] http://www.unionesporsoldadura.com/ElementosConstrucción02.pdf
[30] Idem

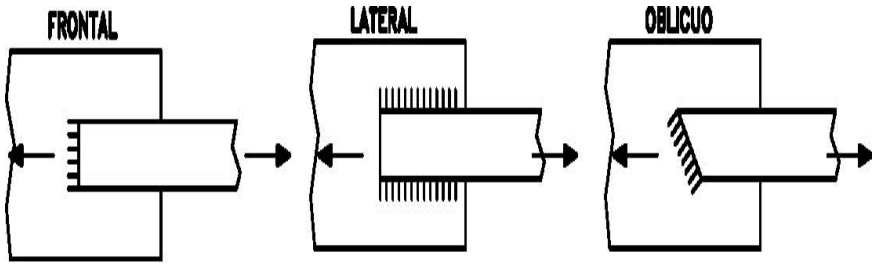


Figura 3.30 *Clasificación de los cordones de soldadura respecto al esfuerzo.* [31]

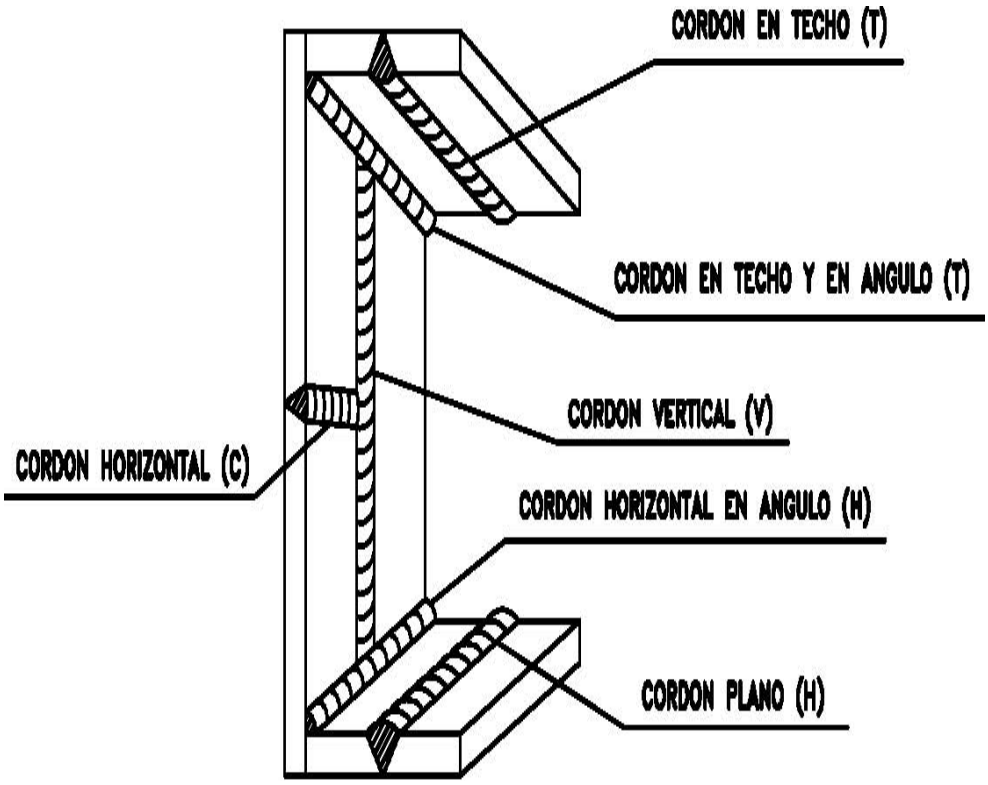


Figura 3.31 *Clasificación de los cordones de soldadura según su posición durante la posición de soldar.* [32]

[31] http://www.unionesporsoldadura.com/ElementosConstrucción02.pdf
[32] Idem.

3.10.4 Prescripciones de NBE EA-95 para uniones de fuerza

✓ Uniones con soldadura de ángulo:

"La garganta de una soldadura en ángulo que une dos perfiles de espesores e1≤ e2 no debe sobrepasar el valor máximo de la Tabla 3.7, que corresponde al valor e1 y no debe ser menor que el mínimo correspondiente al espesor e2, y siempre que este valor mínimo no sea mayor que el valor máximo para e1." [30]

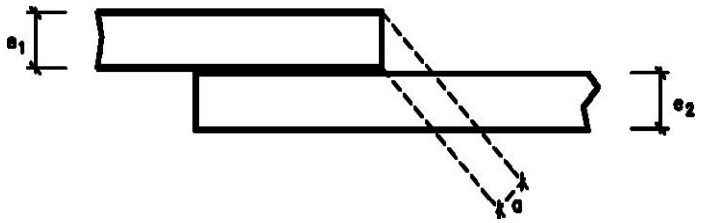


Figura 3.32 *Soldaduras en ángulo.*

Valores límite de la garganta de una soldadura en ángulo en una unión de fuerza		
Espesor de la pieza (mm)	Garganta a	
	Valor máximo (mm)	Valor mínimo (mm)
4.0- 4.2	2.5	2.5
4.3- 4.9	3	2.5
5.0- 5.6	3.5	2.5
5.7- 6.3	4	2.5
6.4- 7.0	4.5	2.5
7.1- 7.7	5	3
7.8- 8.4	5.5	3
8.5- 9.1	6	3.5
9.2- 9.9	6.5	3.5
10.0-10.6	7	4
10.7-11.3	7.5	4
11.4-12.0	8	4
12.1-12.7	8.5	4.5
12.8-13.4	9	4.5
13.5-14.1	9.5	5
14.2-15.5	10	5
15.6-16.9	11	5.5
17.0-18.3	12	5.5
18.4-19.7	13	6
19.8-21.2	14	6
21.3-22.6	15	6.5
22.7-24.0	16	6.5
24.1-25.4	17	7
25.5-26.8	18	7
26.9-28.2	19	7.5
28.3-31.1	20	7.5
31.2-33.9	22	8
34.0-36.0	24	8

Tabla 3.7 *Valores límite de la garganta de una soldadura en Angulo en una unión de fuerza.* [7]

[30] http://www.unionesporsoldadura.com/ElementosConstrucción02.pdf
[7] Idem.

3.10.5 Recomendaciones para la ejecución de cordones.

Durante el soldeo proporcionamos calor que se propaga a lo largo y ancho de las piezas, produciéndose:

a). Un enfriamiento moderadamente rápido de las partes de las piezas en las que la temperatura ha superado la del punto crítico del acero.

b). Contracciones de las zonas calentadas al enfriarse posteriormente.

La velocidad de enfriamiento de la pieza tiene un efecto importante sobre la modificación de la estructura cristalina del metal, lo cual se traduce en una modificación de sus características mecánicas y, en especial, en un aumento de su fragilidad.

Las contracciones, si operasen sobre piezas con libertad de movimiento, sólo proporcionarían **deformaciones**, pero como las piezas tendrán ligaduras, nos aparecerán, además, **tensiones internas**, que serán mayores a medida que la producción de calor sea mayor o, lo que es equivalente, a medida que las piezas sean más gruesas.

Las deformaciones que aparecen pueden dividirse en **deformaciones lineales** y **deformaciones angulares**.

Se puede eliminar estas deformaciones y tensiones internas siguiendo las siguientes indicaciones:

- ✓ Uniones en ángulo con soldaduras cruzadas

Cuando sólo son dos los cordones que se cruzan (figura 3.33) debe seguirse la disposición a), ya que aunque parece que la disposición b) evita las tracciones biaxiales, el efecto de entalla es más desfavorable que la propia biaxialidad de tracciones.

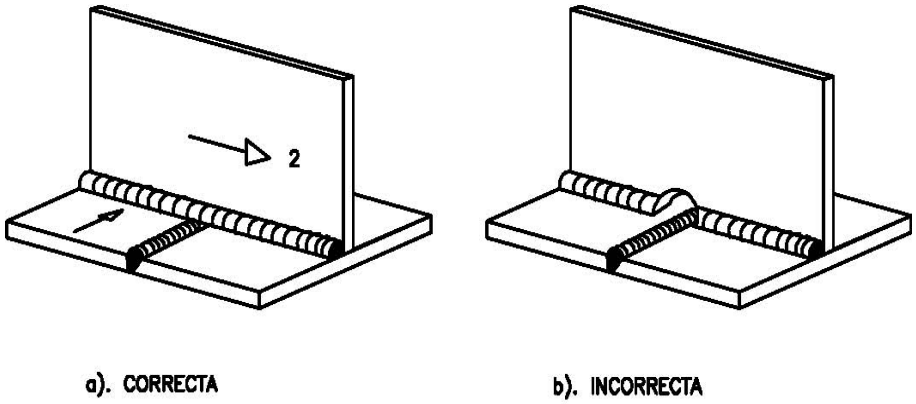


Figura 3.33 *Uniones en ángulo con soldaduras cruzadas (dos cordones).* [33]

Cuando se trata de tres cordones (figura 3.34), el efecto de tracción triaxial y su consecuente peligro de rotura frágil recomienda que se utilice la configuración a), en lugar de la b), a pesar del efecto de entalla, aunque la mejor solución es evitar la concurrencia de tres cordones en un punto.

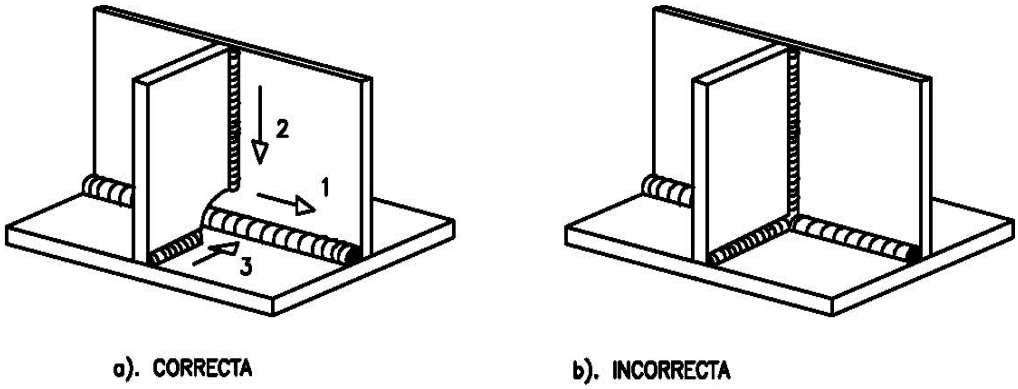


Figura 3.34 *Uniones en ángulo con soldaduras cruzadas (tres cordones).* [34]

3.10.6 Tensiones a considerar en una soldadura de ángulo.

Se tiene el cordón de soldadura y se estableció que el plano de garganta era el que define el bisector del triángulo isósceles.

Dentro de ese plano definimos σ ; τ_n y τ_a

σ = Tensión normal al plano de garganta.

τ_n = Tensión tangencial normal a la arista.

τ_a = Tensión tangencial paralela a la arista.

[33] http://www.unionesporsoldadura.com/ElementosConstrucción02.pdf
[34] Idem.

En las siguientes figuras se puede apreciar las direcciones de las tensiones producidas en una soldadura de ángulo.

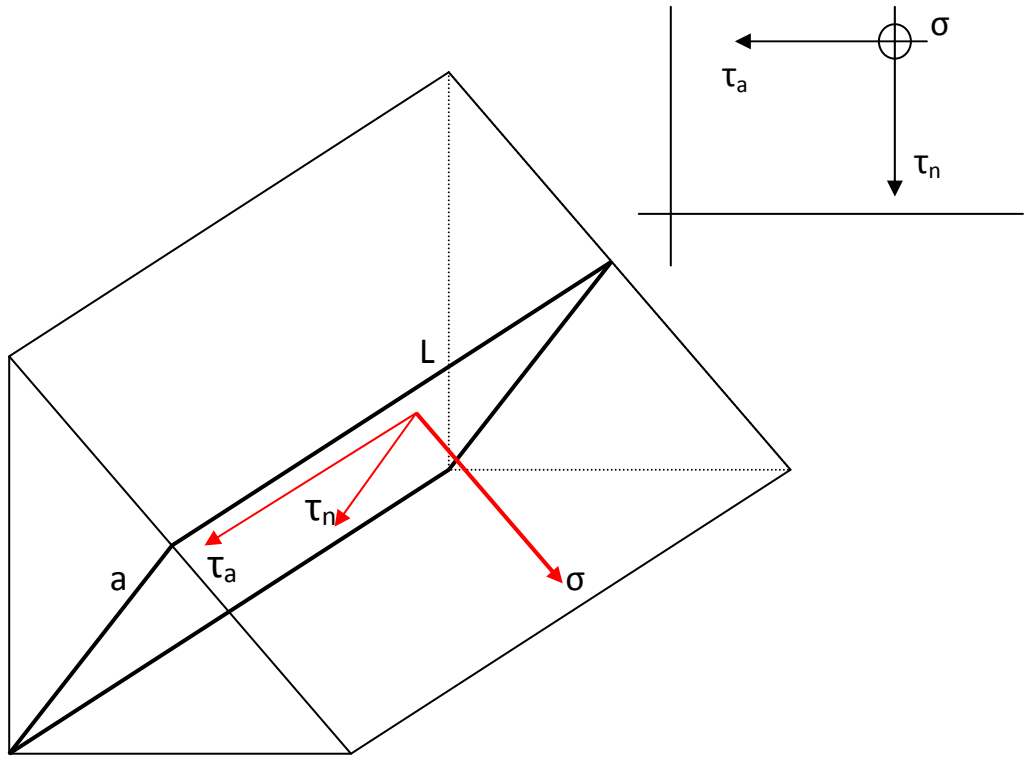


***Figura 3.35a**. Plano de los esfuerzos existentes en soldadura 1.* [35]

Si se refiere a los planos que componen la soldadura.

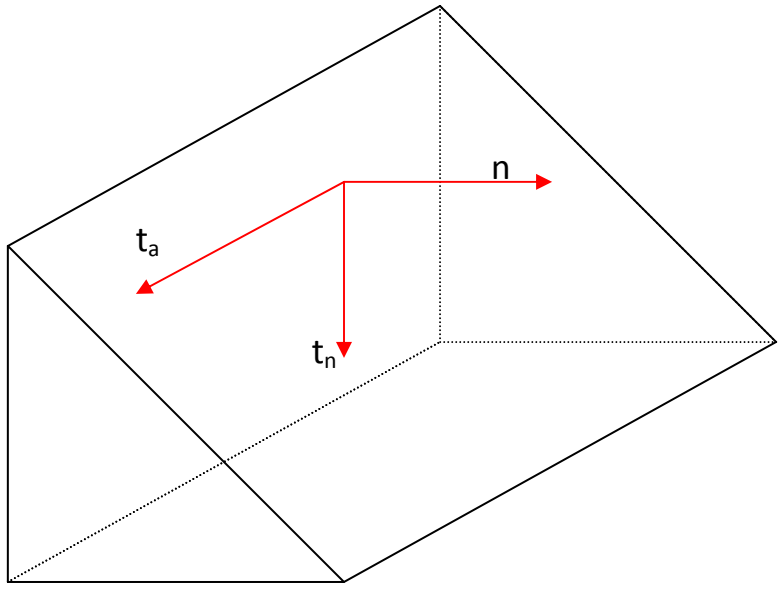


***Figura 3.35b.** Plano de los esfuerzos existentes en soldadura 2.* [36]

[35] http://www.unionesporsoldadura.com/ElementosConstrucción02.pdf
[36] Idem.

"***n*:** Es la tensión normal que actúa en el plano de cada una de las caras de soldadura." [31]

t_n: Tensión tangencial normal a la arista y contenida en el plano de cada una de las caras de la soldadura.

t_a: Tensión tangencial paralela a la arista; contenida en el plano de una de las rectas de soldadura.

De esta manera definimos las tensiones que más nos interesan.

Nos dice la norma que la CONDICIÓN DE SEGURIDAD es:

(3 – 24)

Establecemos (tensión normal de comparación) que ha de ser igual o menor a (resistencia de cálculo del acero); si queremos seguir la norma.

3.10.7 Solicitaciones a flexión

Se utilizará la norma **NBE EA-95** para calcular el valor del cateto (b), en la junta a tope en T que se forma entre la placa bastidor frontal, placa para sujeción de platos y placa bastidor posterior, como se muestra en la figura 3.36.

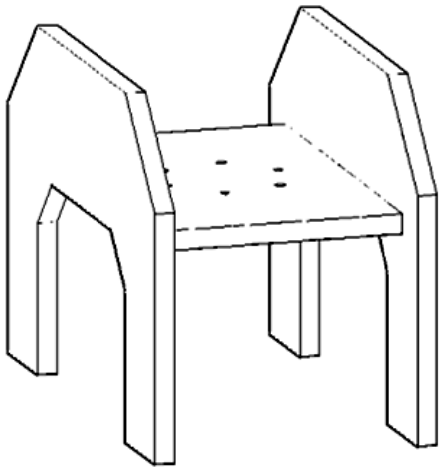


Figura 3.36 *Sección de las placas de ref. 1 y ref. 8 en el plano general*

La unión la realizaremos con solo cordones frontales transversales:

[31] http://www.unionesporsoldadura.com/ElementosConstrucción02.pdf

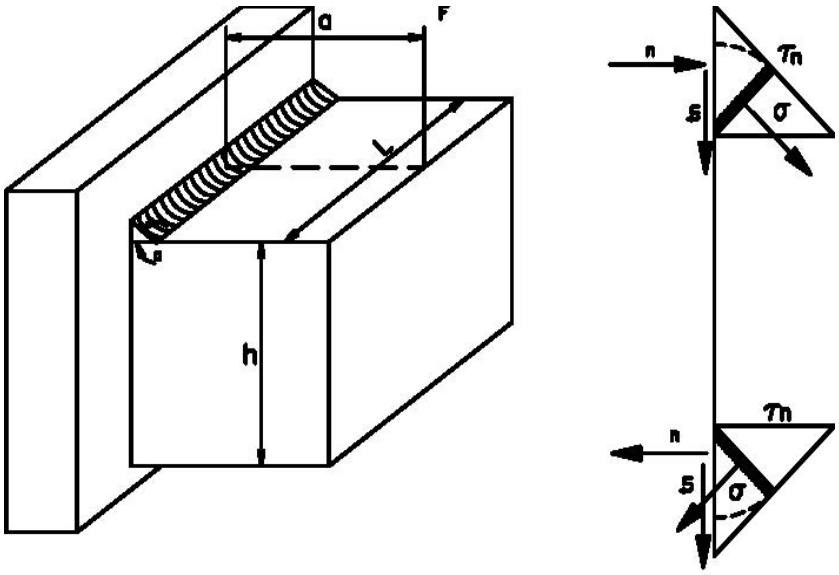


Figura 3.37 *Unión por soldadura con cordones frontales transversales.* [37]

Consideraremos las siguientes formulas:

$$\tau_n = \frac{F}{\sqrt{2}\times a\times L\times h}\left(e - \frac{h}{2}\right) \qquad \text{Donde: } \tau_a = 0 \qquad (3 - 25)$$

$$\sigma_n = \frac{F}{\sqrt{2}\times a\times L\times h}\left(e + \frac{h}{2}\right) \qquad (3 - 26)$$

$$\sigma_o = \sqrt{{\sigma_n}^2 + 1.8({\tau_n}^2 + {\tau_a}^2)} \leq \sigma_u \qquad (3 - 24)$$

- ✓ Calculo de **(a)** entre la placa bastidor frontal, placa para sujeción de platos y placa bastidor posterior.

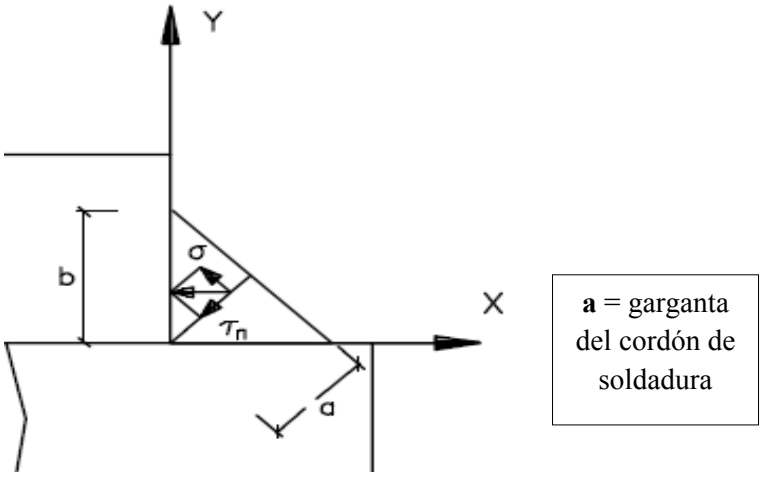


Figura 3.38 *Diagrama representativo de incógnitas.* [38]

[37] http://www.unionesporsoldadura.com/ElementosConstrucción02.pdf.com
[38] Idem.

La garganta **(a)** es la altura del máximo triángulo isósceles cuyos lados iguales están contenidos en las caras de las dos piezas a unir y es inscribible en la sección transversal de la soldadura.

Datos:

a=?

F= 142 KN e = 0.125 m

h = 0.02 m L = 0.4 m

$\boldsymbol{\sigma_u}$**= 482 MPa** Se obtiene de la Tabla A-6 (tabla 9-4, Shigley) de los anexos, para el número de electrodo AWS 70xx

$$\sigma_n = \frac{142}{\sqrt{2}\times a\times 0.4\times 0.02}\left(0.125 + \frac{0.02}{2}\right) = 1694.4\ \frac{KN}{m} * \frac{1}{a} \qquad (3 - 26)$$

$$\tau_n = \frac{142}{\sqrt{2}\times a\times 0.4\times 0.02}\left(0.125 - \frac{0.02}{2}\right) = 1443.38\ \frac{KN}{m} * \frac{1}{a} \qquad (3 - 25)$$

$$\sigma_o = \frac{1}{a}\sqrt{1694.4^2 + 1.8(1443.38^2 + 0^2)} \leq \sigma_u \qquad (3 - 24)$$

$$\sigma_o = 2573.1330\ \frac{KN}{m} * \frac{1}{a} \leq \sigma_u$$

$$a = \frac{2573.1330\ KNm^2}{482000\ KNm} = 5.34 \times 10^{-3} m = 5.34\ mm$$

$$b = \frac{5.34}{0.707} = 7.55\ mm$$

Entonces el valor del cateto (b), para la soldadura de filete es de 7.55 mm.

Para soldar estos elementos habrá que dimensionar correctamente el tamaño del cateto, por esta razón el siguiente paso será comprobar el cálculo anterior, encontrando el esfuerzo al cual está sometida la misma.

Este esfuerzo será de una unión sujetada **A FLEXIÓN** para este caso puesto que la viga que se forma entre la placa bastidor frontal, placa para sujeción de platos y placa bastidor, por lo tanto se diseñó por flexión.

"Se deberá hallar un esfuerzo primario debido a la fuerza cortante V, donde:" [32]

$$\boldsymbol{\tau}' = \frac{\boldsymbol{V}}{\boldsymbol{A}} \qquad (3 - 27)$$

Donde:

V = Fuerza cortante, obtenida del diagrama de fuerza cortante para la viga.

A = Area total de la garganta, es decir la sumatoria de todos los cordones de soldadura.

$A = 0.707h.l.n$

Donde:

h = garganta de la soldadura, el cual es el tamaño del cateto (b).

l = longitud de la soldadura.

n = número de cordones de soldadura.

Se deberá hallar un esfuerzo secundario debido al momento flexionante *M,* donde:

$$\tau'' = \frac{Mc}{I} \qquad (3 - 28)$$

Donde:

M = momento flexionante, obtenido del diagrama de momento flexionante para la viga.

c = distancia desde el eje neutro al extremo de la soldadura.

I = Segundo momento de área con base en el área de la garganta de la soldadura.

$$I = 0.707\ h.I_u \qquad (3 - 29)$$

Donde:

I_u: Segundo momento del área unitaria, se basa normalmente en la distancia entre los cordones de soldadura y se obtiene de la Tabla A-8 (tabla 9-3, Shigley) de los anexos.

[32] SHIGLEY, Joseph, "Diseño en Ingeniería Mecánica", 6ta edición, Editorial McGraw-Hill, México, página 542

h = garganta de la soldadura, tamaño del cateto (b).

"Luego de calcular el esfuerzo primario y el secundario se obtiene un esfuerzo resultante que es igual a:" [33]

$$\tau = \tau' + \tau'' \qquad (3 - 30)$$

Con esta introducción se procede a calcular el esfuerzo en la soldadura, se debe tener en cuenta que para que el diseño sea satisfactorio el esfuerzo real tiene que ser menor que el permisible. El esfuerzo permisible en soldadura es igual a

$$\tau_{perm} = 0.3\, S_{ut}$$

Como se observa en la Tabla A-7 (tabla 9-5, Shigley) de los anexos. En el caso del electrodo E-7018 se conoce que $\boldsymbol{S_{ut}}$ es de 70 ksi o 482 MPa (Tabla A-6).

$$\tau_{perm} = 0.3 \times 482\ MPa$$

$$\tau_{perm} = 144.6\ MPa$$

Los valores de (V y M) obtenidos en el cálculo de esfuerzos debido a la flexión entre placa bastidor frontal, placa para sujeción de platos y placa bastidor posterior, son utilizados para el cálculo del esfuerzo de soldadura, siendo:

V= 71 KN (Fuerza cortante como se observa en la figura 3.6)

M= 4.43 KNm (Momento Flector como se observa en la figura 3.6)

h = 7.55 mm = 7.55×10^{-3} m

(h = b, calculado con la norma **NBE EA-95** para uniones de fuerza).

l = b = 0.4 m (Esta longitud es el largo de la viga)

n = 2 (Es el número de cordones a realizarse)

Entonces:

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

A= 0.707 h.l.n

$$A = 0.707 \times 7.55 \times 10^{-3} \times 0.4 \times 2$$

[33] SHIGLEY, Joseph, Op Cit., página 555.

$$A = 4.27 \times 10^{-3}\ m^2$$

$$\tau' = \frac{71}{4.27 \times 10^{-3}}$$

$$\tau' = 16627.63\ KPa$$

$$c = \frac{0.02}{2} = 0.01\ m$$

El segundo momento de área unitaria I_u, se obtiene Tabla A-8 de los anexos.

$$I_u = \frac{b \times d^2}{2}$$

$$I_u = \frac{0.4 \times 0.02^2}{2}$$

$$I_u = 8 \times 10^{-5}\ m^3$$

$$I = 0.707\ h.I_u$$

$$I = 0.707 \times 7.55 \times 10^{-3} \times 8 \times 10^{-5}$$

$$I = 4.27 \times 10^{-7}\ m^4$$

Se procede a calcular el esfuerzo secundario.

$$\tau'' = \frac{Mc}{I}$$

$$\tau'' = \frac{4.43 \times 0.01}{4.27 \times 10^{-7}}$$

$$\tau'' = 103747.07\ KPa$$

Finalmente se obtiene el esfuerzo resultante:

$$\tau = \tau' + \tau''$$

$$\tau = 16627.63 + 103747.07$$

$$\tau = 120374.7\ KPa = 120.3747\ MPa$$

Aplicando la relación:

$$\boldsymbol{\tau \leq \tau_{perm}} \qquad 120.3747 MPa \leq 144.6\ MPa$$

Entonces la unión por soldadura con estas medidas (b = 7.55 mm) se considera satisfactoria puesto que los rigirizadores van soldados sobre la placa para sujeción de los platos, como se observa en la figura 3.8a.

Se puede justificar el diseño de la soldadura considerando a la viga como compuesta, tomando en cuenta el **flujo cortante** para obtener fuerzas cortantes horizontales que actúan entre las partes de la viga, tal como se vio en el diseño de la sección para la viga de la figura 3.8b.

El flujo cortante.- es la fuerza cortante horizontal por unidad de distancia a lo largo del eje longitudinal de la viga.

"Para obtener el flujo cortante se ocupa la siguiente fórmula." [34]

$$f = \frac{VQ}{I}$$

Para obtener el momento estático *Q,* se ocupa la siguiente fórmula.

$$Q = Af \times df$$

La sección es la misma del diseño por flexión tal como se ve en la figura 3.8b.

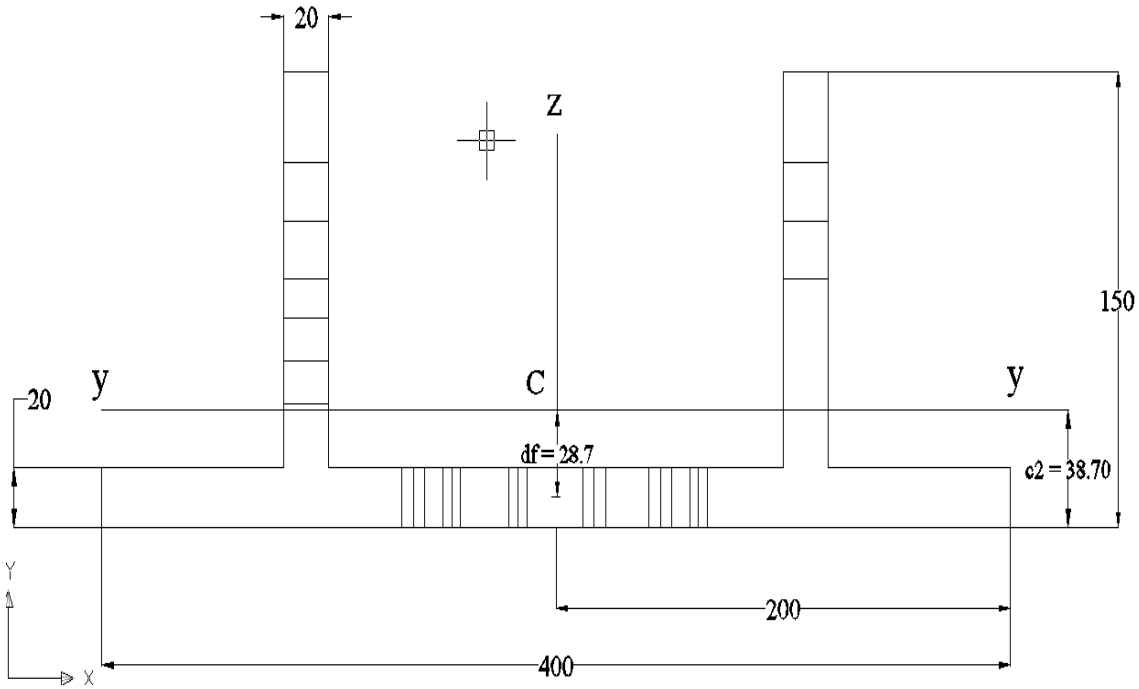


Figura 3.38b) *Sección transversal y medidas del centroide.*

[34] SHIGLEY, Joseph, "Diseño en Ingeniería Mecánica", 6ta edición, editorial McGraw-Hill, México, página 553.

Primero se calcula Af :

El área Af se obtiene multiplicando la base de la sección (400 mm) por el alto de la base (20 mm).

$Af = 0.4m \times 0.02m$ $\qquad\qquad$ $Af = 8 \times 10^{-3}\ m^2$

$\boldsymbol{df}$**:** Es la distancia c_2 que ubica el centroide menos el espesor de la placa dividida para 2.

$df = 38.7 - \frac{20}{2} = 28.7\ mm = 0.0287\ m$

$Q = 8 \times 10^{-3}\ m^2 \times 0.0287\ m$

$Q = 2.296 \times 10^{-4}\ m^3$

Para calcular el flujo cortante es necesario saber el momento de inercia de la sección ya conocida.

$$I_y = 25317272.73\ mm^4 = 2.53173 \times 10^{-5} m^4$$

Entonces se calcula:

$$f = \frac{VQ}{I}$$

$$f = \frac{71\ KN \times 2.296 \times 10^{-4}\ m^3}{2.53173 \times 10^{-5} m^4}$$

$$f = 643.8917\ \frac{KN}{m}$$

Una vez calculado el flujo cortante se entiende que en función del número de cordones se distribuirá el flujo cortante. Es así que cada cordón soporta una parte de esa fuerza cortante horizontal. De esto se obtiene la siguiente fórmula:

$$f_c = \frac{f}{n}$$

Donde:

f_c: Flujo cortante por cordón

f: Flujo cortante

n: Número de cordones

Como en este caso se utilizan 2 cordones:

$$f_c = \frac{643.8917}{2}$$

$$f_c = 321.945 \frac{KN}{m} = 1.8383 \ \frac{Klb}{plg}$$

De la Tabla A-9 (tabla 9-7, Shigley) de los anexos, se selecciona una fuerza unitaria permisible mayor que la fuerza f_c calculada. Tomando en cuenta que se ocupa electrodo E7018, y el tamaño del cateto es de 5/16.

h = 5/16 plg, da una fuerza unitaria permisible igual a 4.64 Klb/pugl,

Aplicando la siguiente relación:

$$f_c \leq f_{perm}$$

Y además como:

$$f_{perm} = 4.64 \ \frac{Klb}{plg}$$

Como resultado:

$$1.8383 \ \frac{Klb}{plg} \leq 4.64 \ \frac{Klb}{plg}$$

Entonces si se ocupa un alto de filete con un valor de h = 5/16 que equivale a 7.9 mm estaría diseñada la soldadura de los rigirizadores correctamente sin riesgos de ningún tipo ya que el flujo cortante es menor comparado con el permisible.

Para unir con soldadura los demás elementos de la máquina para ensayos de compresión, se decide realizar cordones de filete de 5/16 plg (7.9 mm), tomando como referencia que los diagramas de esfuerzo cortante y momento flector para los demás elementos que fueron calculados a flexión poseen resultados similares.

En la figura 3.39 se puede apreciar las ubicaciones correspondientes a los cordones de soldadura y que serán realizados en la estructura de la máquina para ensayos de compresión.

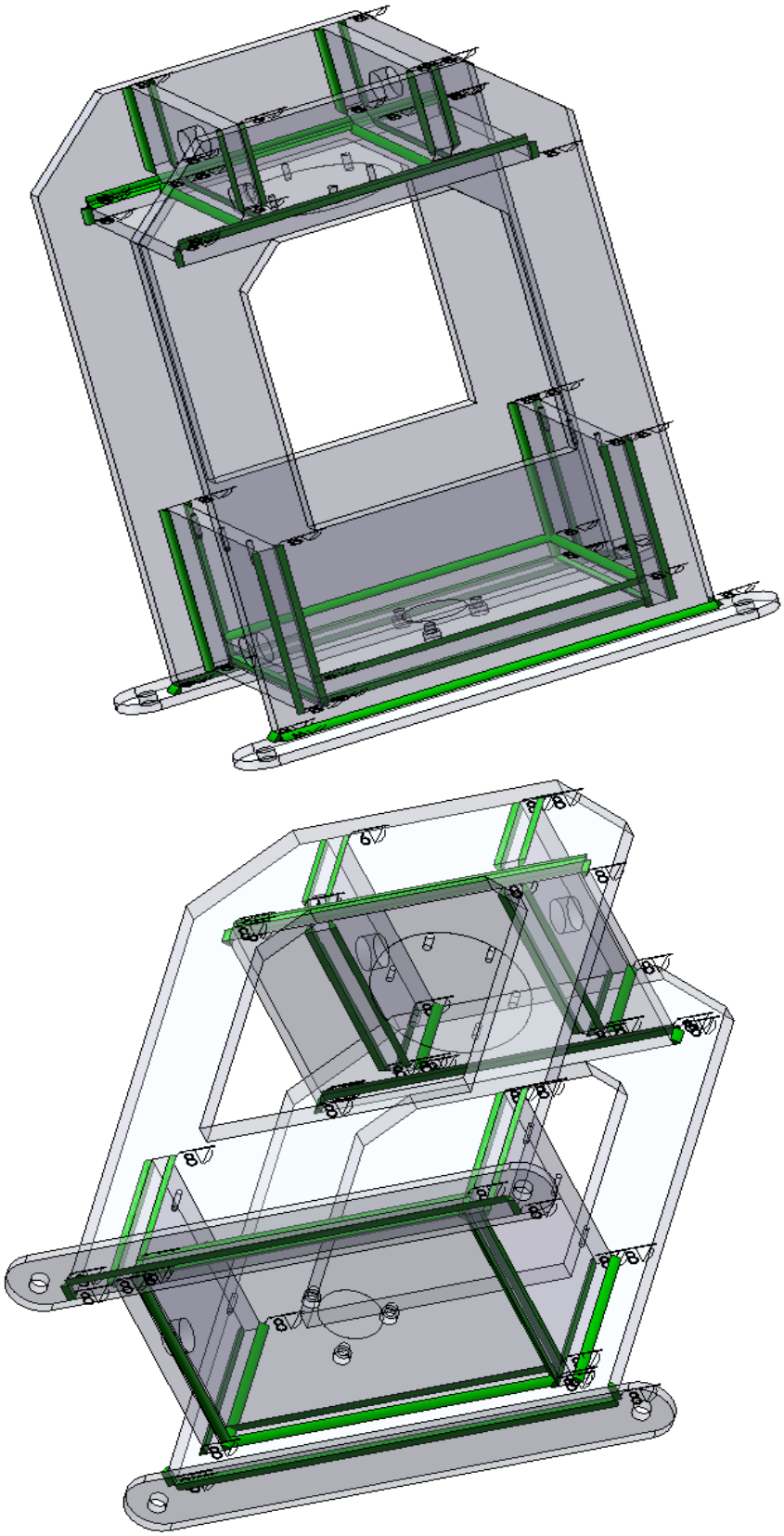


Figura 3.39 *Representación de los cordones de soldadura.*

3.11 Dimensionamiento del cilindro hidráulico

3.11.1 Presión Hidráulica.

Es la fuerza ejercida por unidad de superficie. La presión a un líquido contenido en un recipiente o tubería se la puede transmitir por medio de una fuerza ejercida por una bomba hidráulica. Las unidades de presión son las siguientes:

- ✓ La libra por pulgada cuadrada = PSI
- ✓ El Kilogramo por centímetro cuadrado = Kg/cm²
- ✓ El Kilogramo fuerza por centímetro cuadrado = KgF/cm²
- ✓ El bar = bar

Existiendo la siguiente relación aproximada: **Kg /cm² ~ KgF/cm² ~ bar**

3.11.2 Principios básicos para determinar el cálculo de la Fuerza de Empuje.

Las figuras 3.40a y 3.40b son vistas en corte de un pistón y vástago trabajando dentro de la camisa de un cilindro. El fluido actuando sobre la cara anterior o posterior del pistón provoca el desplazamiento de este a largo de la camisa y transmite su movimiento hacia afuera a través del vástago.

El desplazamiento hacia adelante y atrás del cilindro se llama "carrera". La carrera de empuje se observa en la, Fig. 3.40a y la de tracción o retracción en la Fig. 3.40b.

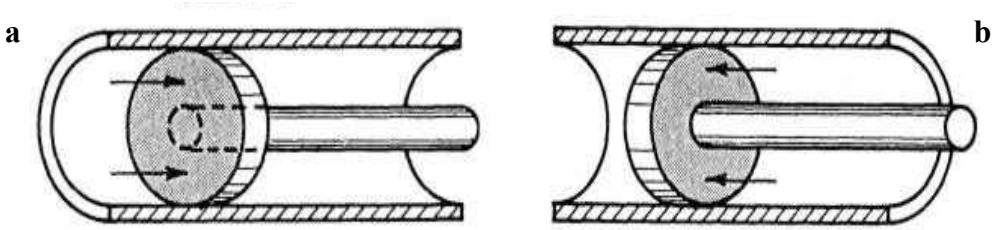


Figura 3.40 *Vistas en corte de un pistón.* [39]

La presión ejercida por el aire comprimido o el fluido hidráulico sobre el pistón se manifiesta sobre cada unidad de superficie del mismo como se ilustra en la figura 3.41.

[39] http://www.monografias.com/trabajos12/moviunid/moviunid.shtml

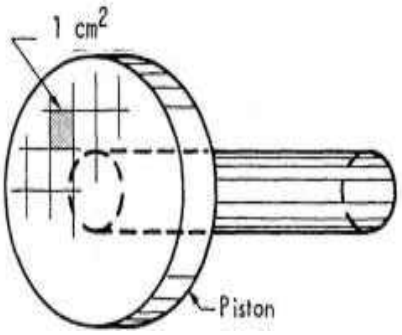


Figura 3.41 *Representación del área de un embolo.* [40]

Si el manómetro indica su lectura en Kg/cm^2, la regla para hallar la fuerza total de empuje de un determinado cilindro es: "El empuje es igual a la presión manométrica multiplicada por la superficie total del pistón", o:

$$\mathbf{F\ (Kg) = P\ (Kg/cm^2)\ x\ A\ (cm^2)}$$

Importante: La fuerza de retracción del pistón de la figura 3.40b está dada por la presión multiplicada por el área "neta" del pistón. El área neta es el área total del pistón menos el área del vástago.

En la figura 3.42 la presión interna del fluido actuando sobre el área del pistón produce una fuerza de empuje en el extremo del vástago. La presión interna indicada por el manómetro 70Kg/cm² actúa sobre 120 cm² de área de pistón produciendo un empuje de 8400 Kg.

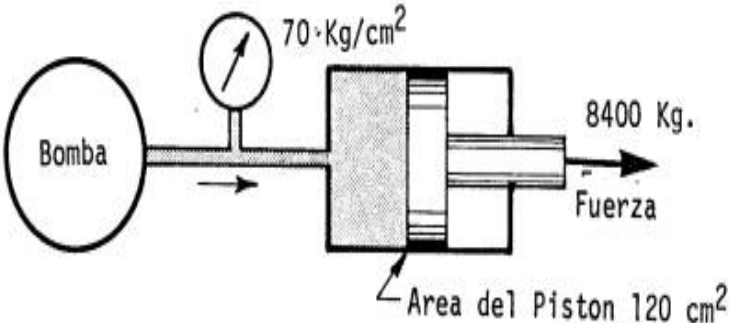


Figura 3.42 *Presión hidráulica en un sistema.* [41]

3.11.3 Cálculos de Fuerza de empuje del embolo del cilindro.

En el cilindro hidráulico tenemos los siguientes datos:

El diámetro interno del cilindro es de 2", y la presión manométrica máxima del sistema hidráulico es de 10000 PSI.

[40] http://www.monografias.com/trabajos12/moviunid/moviunid.shtml
[41] Idem.

Fórmulas aplicadas:

$\boldsymbol{F} = \boldsymbol{P} * \boldsymbol{A}$; A circulo $= \pi * r^2$ $\emptyset\ interno\ del\ cilindro = 2\ plg$

$\boldsymbol{A} = \pi * (1plg)^2$

$\boldsymbol{A} = 3.1416\ plg^2$

$\boldsymbol{F} = 10000\ \frac{Lbf}{plg^2} \times 3.1416\ plg^2$

$\boldsymbol{F} = 31416\ Lbf$

$\boldsymbol{F} = 31416\ Lbf\ \left(\frac{4{,}44822\ N}{1\ Lbf} \cdot \frac{1Kgf}{9{,}80665\ N}\right) = 14250{,}05\ Kgf$

$\boldsymbol{F} = 14{,}25\ Ton.$

$\boldsymbol{F_{Total}} = 14{,}25\ Ton \sim \boldsymbol{15\ Ton}$

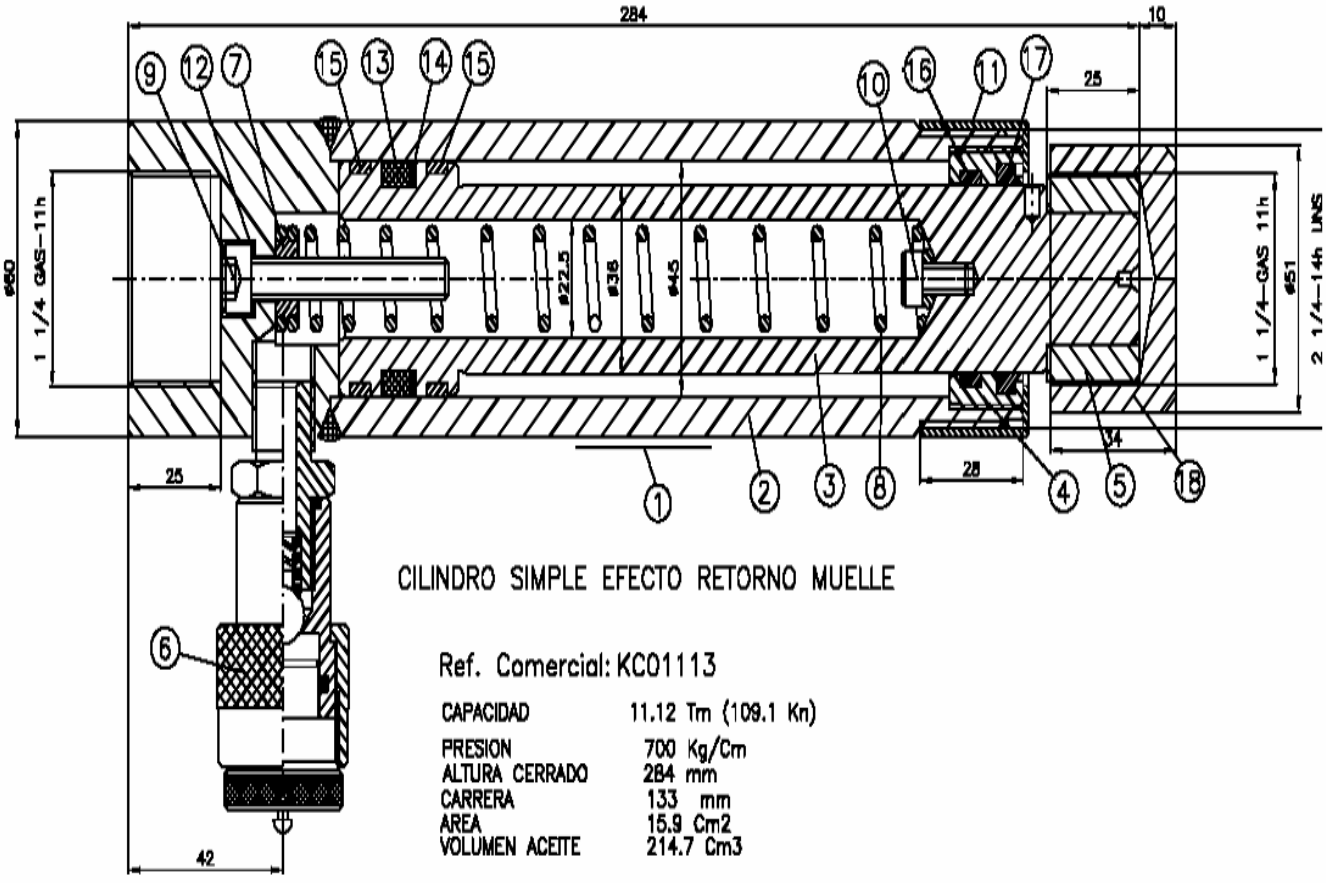
Entonces mediante cálculos se puede comprobar que la fuerza de empuje del embolo del cilindro es de 15 toneladas. En estas circunstancias el cilindro permanecerá ejerciendo una fuerza en la estructura.

En el mercado Ecuatoriano existen cilindros hidráulicos capases de generar fuerzas de trabajo en categorías de: 5, 10, 15, 20, 25, 30, 35.....100 Ton., lo que significa que por motivos de seguridad se procede a optar para el presente diseño un dispositivo que genere **15 Toneladas** de fuerza, de este modo se asegura de mejor manera el dimensionamiento necesario.

Por su trayectoria y permanencia en el mercado depositamos nuestra confianza en equipos hidráulicos de la marca ENERPAG.

A continuación en la figura 3.43 se representa un esquema de referencia de un cilindro hidráulico similar al que se adquiere para la adaptación en la máquina para ensayos de compresión, el cual sirve como guía para mantener una idea clara de cómo está constituido dicho elemento.

3.11.4 Esquema de un cilindro de simple efecto y sus partes principales.



N	DENOMINACION	REFERENCIA JUNTAS	CODIGO	N Piezas
1	ETIQUETA		30A0017	1
2	C.CUERPO		52H0007	1
3	EMBOLO		53H0012	1
4	GUIA		55E0054	1
5	CABEZA		56H0008	1
6	ENCHUFE HEMBRA P.C		AZ3240	1
7	AMARRA MUELLE		24F0071	1
8	MUELLE		13A0139	1
9	TORNILLO ALLEN M8x55 TODO ROSCA		14A0117	1
10	TORNILLO ALLEN M6x10		14A0004	1
11	PROTECTOR ROSCA		12L0002	1
12	ARANDELA COBRE		57B0005	1
* 13	COLLARIN ø45xø35x7.3	4315700	12B0199	1
* 14	SEGMENTO		57A0052	1
* 15	ARO GUIA ø45xx40x5.6	GP6500450-C380	58F0136	2
* 16	ARO GUIA ø36xø41x5,6	GR6500360-C380	58F0123	1
* 17	RASCADOR ø36xø44x6	WD2200360-WUAQ3	12H0063	1
18	CABEZA DENTADA		56H0003	1

Figura 3.43 *Esquema de un cilindro hidráulico de simple efecto.* [42]

[42] http://www.prenas.com/de/sobremesa/bomba/manual/_ECM01113-ESP.pdf

3.12 CALCULO DEL RESORTE.

3.12.1 Diseño de los resortes de extensión

Los resortes de extensión se diseñan para ejercer una fuerza de tracción y para almacenar energía. Se las fabrican con espiras helicoidales muy próximas, similares en aspecto a los resortes helicoidales de compresión. "La mayoría de los resortes de extensión están fabricados con las espiras adyacentes en contacto, de tal manera que se debe aplicar una fuerza inicial para separarlas. Una vez separadas la fuerza es linealmente proporcional a la deflexión, igual que para los resortes helicoidales de compresión. Para el cómputo de las diversas características del resorte se utilizan las ecuaciones siguientes:" [35]

Un diámetro de alambre de ensayo para la fuerza de funcionamiento máxima.

$$D_w = \left[\frac{8\,KF_0\,D_m}{\pi\tau_d}\right]^{1/3}$$

Los valores reales del diámetro medio, del diámetro interior, del índice y del factor de Wahl, K del resorte:

$$D_m = OD - D_W$$

$$DI = OD - 2D_W$$

$$C = D_m / D_W$$

$$K = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0{,}615}{C}$$

Calculo del esfuerzo real esperado en el alambre del resorte bajo carga de funcionamiento con la ecuación siguiente:

$$\tau_0 = \frac{8KF_0D_m}{\pi {D_W}^3}$$

Calculo del número de espiras necesarias para producir la deflexión deseada. Solucione con la ecuación siguiente,

$$f = \frac{8F{D_m}^3N_a}{G{D_W}^4}$$

y sustituya k = fuerza/desviación = F/f:

[35] MOTT, Robert L, "Diseño de elementos de Máquinas", 4ta edición, Editorial Person, México, pag. 761

$$N_a = \frac{GD_W}{8C^3K}$$

El cálculo de la longitud de cuerpo para el resorte, y proponga un diseño tentativo para los extremos:

$$Long.Cuerpo = D_W(N_a + 1)$$

La deflexión desde la longitud libre hasta la longitud de operación es igual:

$$f_0 = L_o - L_f$$

El cálculo de la fuerza inicial en el resorte en el cual las espiras apenas comienzan a separarse.

Esto se hace al restar el valor de la fuerza debido a la deflexión, f_0:

$$F_1 = F_o - Kf_0$$

Cálculo del esfuerzo en el resorte, bajo tención inicial.

Ya que el esfuerzo es proporcional a la carga,

$$\tau_1 = \tau_o(F_1/F_0)$$

"Para elegir una tensión inicial del diseño, sepa que la tensión típica del diseño se extiende aproximadamente desde 80 ksi hasta aproximadamente 140 ksi." [36]

- ✓ **Longitud del resorte**

La longitud más corta para el resorte durante la operación normal es la longitud instalada, L_i. Ocasionalmente, un resorte será diseñado para funcionar entre dos límites de la deflexión. Considere un cerrojo, por ejemplo. Cuando el cerrojo es cerrado, el resorte asume su longitud más corta, que es L_i y ejerce una fuerza para conseguir el cierre con seguridad en su asiento. Entonces cuando el cerrojo está abierto, el resorte consigue mayor longitud y ejerce una fuerza bastante grande para cerrar el cerrojo.

[36] MOTT, Robert L, Op Cit., página 761.

La longitud en esta condición se llama la longitud de funcionamiento, L_0.

✓ **Diámetros del resorte**

Los diámetros de un resorte se refieren como sigue: OD = el diámetro exterior, ID = el diámetro interior, Dw = el diámetro de alambre, y Dm = el diámetro medio. Los primeros tres diámetros son obvios y se pueden medir con los instrumentos de medición estándares. El diámetro medio se utiliza en calcular la tensión y la deflexión de un resorte.

Note que: $$OD = D_m + D_W$$

$$ID = D_m - D_W$$

✓ **Diámetro de alambre**

La especificación del diámetro de alambre requerido es uno de los resultados más importantes del diseño de resortes. Varios tipos de materiales se utilizan típicamente para el alambre del resorte, y el alambre se produce en los sistemas de diámetros estándares que cubren una amplia gama.

La tabla siguiente muestra los alambres de calibre más común. Observe que, excepto el alambre de instrumentos musicales, los tamaños de alambre disminuyen a medida que el número de calibre es mayor.

Gage no.	U.S. Steel Wire Gage (in)	Music Wire Gage (in)	Brown & Shape Gage (in)	Preferred Metric Diameters (mm)
7/0	0.4900			13.0
6/0	0.4615	0.004	0.5800	12.0
5/0	0.4305	0.005	0.5165	11.0
4/0	0.3938	0.006	0.4600	10.0
3/0	0.3625	0.007	0.4096	9.0
2/0	0.3310	0.008	0.3648	8.5
0	0.3065	0.009	0.3249	8.0
1	0.2830	0.010	0.2893	7.0
2	0.2625	0.011	0.2579	6.5
3	0.2437	0.012	0.2294	6.0
4	0.2253	0.013	0.2043	5.5
5	0.2070	0.014	0.1819	5.0

Tabla 3.8 *Valores de calibre de alambres más comunes.* [8]

[8] FUENTE: Associated Spring, Barnes Group, Inc. Guía de la ingeniería al diseño del resorte, Bristol, CT, 1987. Carlson. Harold. Manual del diseñador del resorte. York nueva: Marcel Dekker, 1978. Oberg. E., y otros. Manual de la maquinaria. 25th ed. Nueva York: Prensa industrial, 1996.
MOTT, Robert L, "Diseño de elementos de Máquinas" ,4ta edición, Editorial Person, México, pag. 737

✓ **Tipo del alambre**

El módulo del alambre del resorte de la elasticidad en el (G) del esquileo y la tensión (E) se dan en la tabla siguiente.

Material and ASTM no.	Shear modulus, G (psi)	(GPa)	Tension modulus, E (psi)	(GPa)
Hard-drawn steel: A227	11.5×10^6	79.3	28.6×10^6	197
Music wire: A228	11.85×10^6	81.7	29.0×10^6	200
Oil-tempered: A229	11.2×10^6	77.2	28.5×10^6	196
Chromium-vanadium: A231	11.2×10^6	77.2	28.5×10^6	196
Chromium-silicon: A401	11.2×10^6	77.2	29.5×10^6	203
Stainless steels: A313				
Types 302, 304, 316	10.0×10^6	69.0	28.0×10^6	193
Type 17-7 PH	10.5×10^6	72.4	29.5×10^6	203
Spring brass: B134	5.0×10^6	34.5	15.0×10^6	103
Phosphor bronze: B159	6.0×10^6	41.4	15.0×10^6	103
Beryllium copper: B197	7.0×10^6	48.3	17.0×10^6	117
Monel and K-Monel	9.5×10^6	65.5	26.0×10^6	179
Inconel and Inconel-X	10.5×10^6	72.4	31.0×10^6	214

Note: Data are average value. Slight variations with wire size and treatment may occur.

Tabla 3.9 *Valores de modulo de elasticidad y tensión del alambre de resorte.* [9]

Nota: Los datos son valor medio. Las variaciones leves con tamaño y el tratamiento del alambre pueden ocurrir.

✓ **Fuerzas en el resorte**

Utilizamos el símbolo F para indicar las fuerzas ejercidas por un resorte, y varios subíndices para especificar qué nivel de la fuerza se está considerando. Los subíndices son iguales a los que indican las longitudes. Entonces.

$\boldsymbol{F_o}$ = fuerza en la longitud de operación, $\boldsymbol{L_o}$ = la fuerza máxima que el resorte considera en la operación normal.

$\boldsymbol{F_i}$ = fuerza en la longitud instalada, $\boldsymbol{L_i}$ = la fuerza varía en medio $\boldsymbol{F_o}$ y $\boldsymbol{F_i}$ por un resorte de intercambio.

$\boldsymbol{F_f}$ = fuerza en la longitud libre, ^{L_f}: esta fuerza es igual a cero

[9] FUENTE: Associated Spring, Op.cit.
MOTT, Robert L, "Diseño de elementos de Máquinas" ,4ta edición, Editorial Person, México, pag. 745

3.12.2 CALCULO DEL RESORTE POR MEDIO DE PRODRAMA MDESING.

El diseño del resorte se lo realiza mediante la utilización del software MDESING para el cual se requiere de los siguientes datos a ingresar en el programa tal como se indica en las figuras 3.44 y 3.45.

Masa del plato cónico inferior, m = 4.5 kg

Carga que ejerce el plato, P = 44.1 N

Carga por cada resorte, número de resortes 3. Entonces P = 15 N

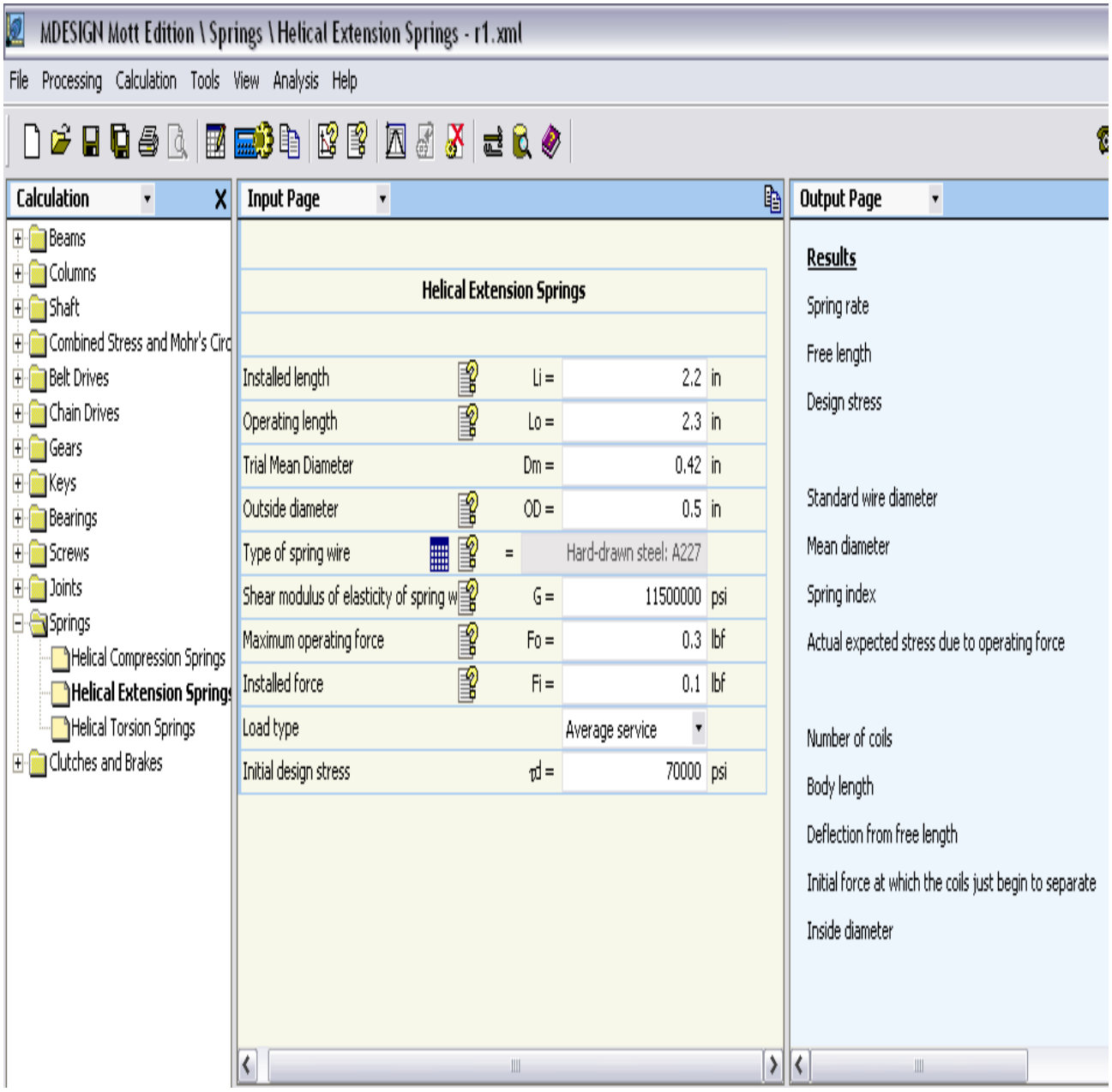
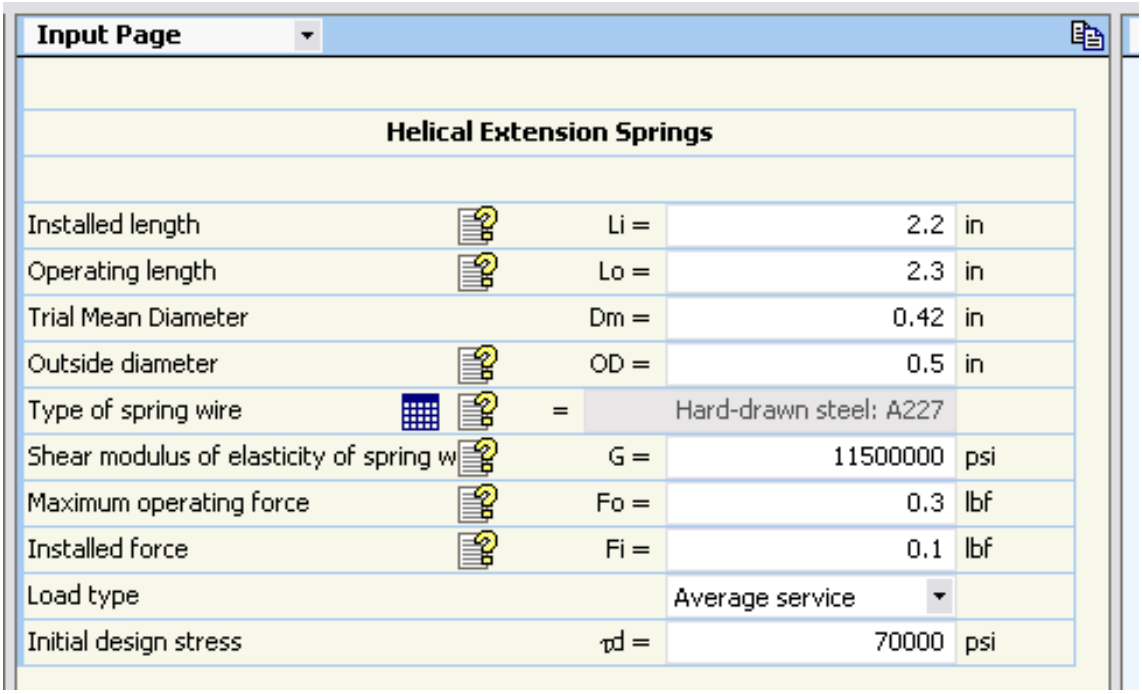


Figura 3.44 *Ventana principal del programa MDESIGN*

Datos de entrada:

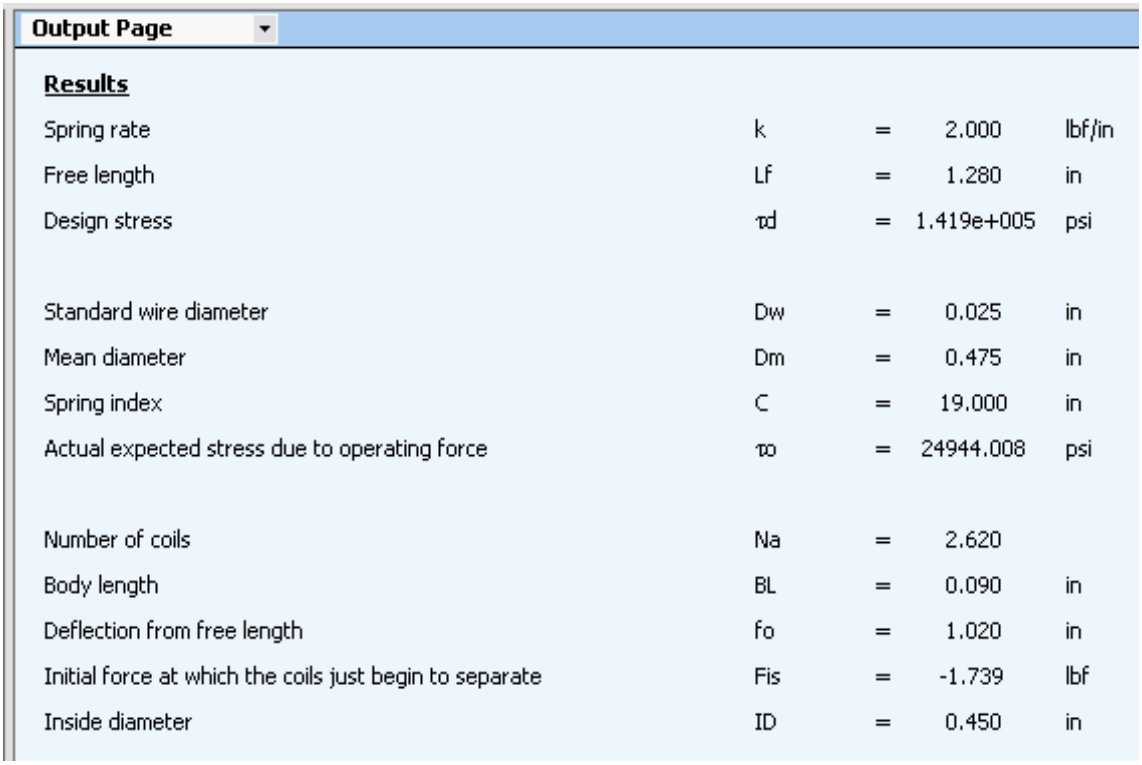


Input Page

Helical Extension Springs			
Installed length	Li =	2.2	in
Operating length	Lo =	2.3	in
Trial Mean Diameter	Dm =	0.42	in
Outside diameter	OD =	0.5	in
Type of spring wire	=	Hard-drawn steel: A227	
Shear modulus of elasticity of spring w	G =	11500000	psi
Maximum operating force	Fo =	0.3	lbf
Installed force	Fi =	0.1	lbf
Load type		Average service	
Initial design stress	τd =	70000	psi

Figura 3.45 *Ventana del programa para ingreso de datos.*

Resultados:



Output Page

Results

Spring rate	k	=	2.000	lbf/in
Free length	Lf	=	1.280	in
Design stress	τd	=	1.419e+005	psi
Standard wire diameter	Dw	=	0.025	in
Mean diameter	Dm	=	0.475	in
Spring index	C	=	19.000	in
Actual expected stress due to operating force	τo	=	24944.008	psi
Number of coils	Na	=	2.620	
Body length	BL	=	0.090	in
Deflection from free length	fo	=	1.020	in
Initial force at which the coils just begin to separate	Fis	=	-1.739	lbf
Inside diameter	ID	=	0.450	in

Figura 3.46 *Ventana de resultados en el software.*

Esquema:

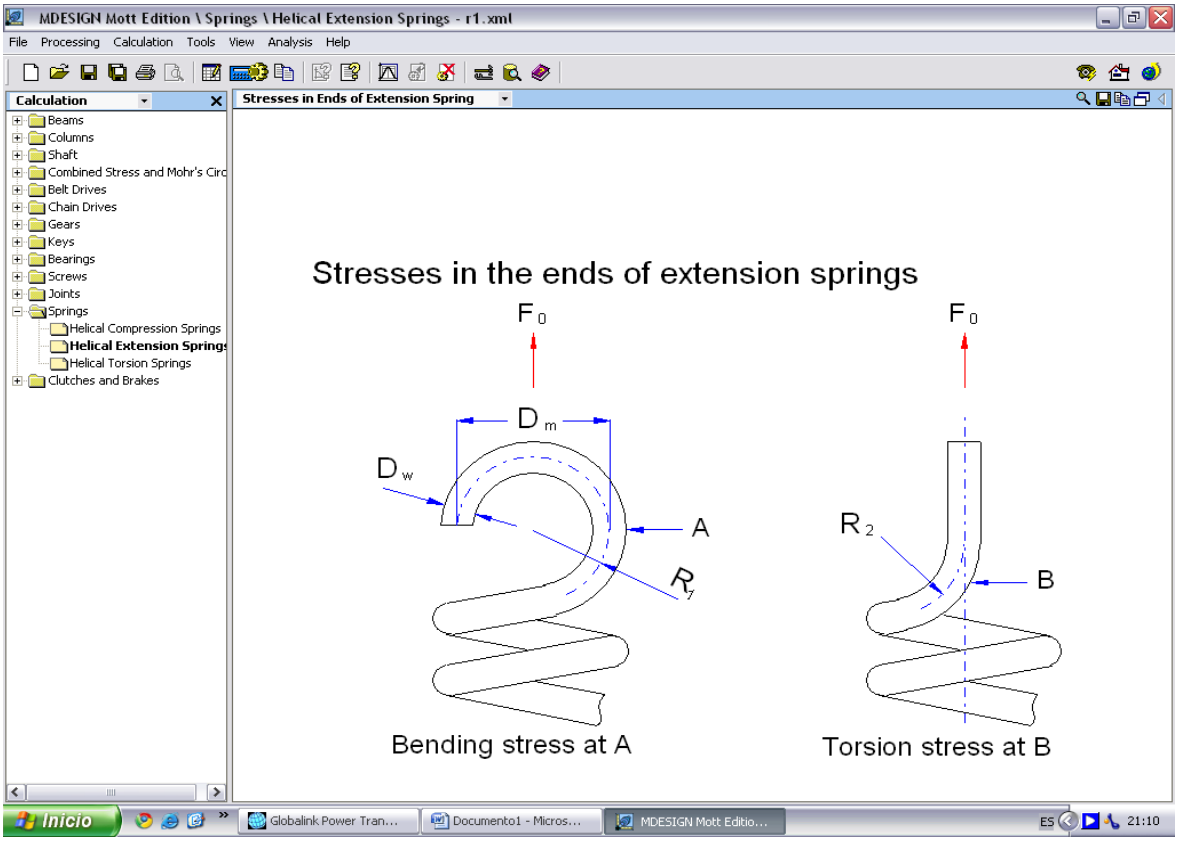


Figura 3.47 *Ventana de representación grafica del resorte.*

Los resultados que proporciona el programa se los puede apreciar en las figuras 3.46 y 3.47. Por lo tanto se requiere y se compra un resorte de extensión con las siguientes dimensiones aproximadas existentes en el mercado:

Diámetro ext. De = 12 mm; Diámetro del alambre Dw = 1,6 mm; de Longitud de cuerpo = 25 mm; y de longitud total de 50 mm.

3.12.3 Análisis de la Cañería utilizada

La razón por la cual se utiliza la cañería de acero sin costura de diámetro de ½ plg se establece por los siguientes parámetros analizados:

1. Se requiere de una adecuada rigidez para utilizarla como soporte del manómetro, ya que si utilizamos una cañería de fibra, esta presenta flexiones respecto al peso del manómetro.
2. Necesitamos de una cañería que en toda su trayectoria mantenga el mismo diámetro para de esta manera evitar el efecto de la cavitación.

3.12.3.1 Doblado de tubos

Al doblar un tubo, la parte exterior del doblez se tensa y la interior se comprime; como resultado de estos esfuerzos opuestos y desiguales, el tubo tiende a aplanarse o a aplastarse; también se dice que el tubo tiende a "chuparse". Para evitar tal deformación, se acostumbra soportar la pared del tubo en alguna forma durante la operación de doblado. El soporte puede darse en la forma de un material de relleno, o bien, cuando se utiliza una máquina dobladora o un dispositivo, un mandril interno o miembro de forma esférica puede soportar la pared del lado interior cuando se requiere.

Radio mínimo: El radio mínimo seguro para un tubo de diámetro y material dados y un método determinado de doblado depende del espesor de la pared del tubo, siendo posible, por ejemplo, doblar un tubo extrarreforzado a un radio menor que el tubo de pared estándar. Como regla general, el tubo de hierro dulce o de acero de pared estándar puede doblarse con facilidad a un radio igual a seis veces el diámetro nominal del tubo. El radio mínimo para tubo de peso estándar debe ser, por regla general, de tres y media a cuatro veces el diámetro. Debe entenderse, sin embargo, que el radio mínimo puede variar considerablemente, dependiendo del método de doblado. El tubo extrarreforzado puede doblarse a radios que varían desde dos y media veces el diámetro para los tamaños más pequeños hasta tres y media a cuatro veces el diámetro para los tamaños más grandes.

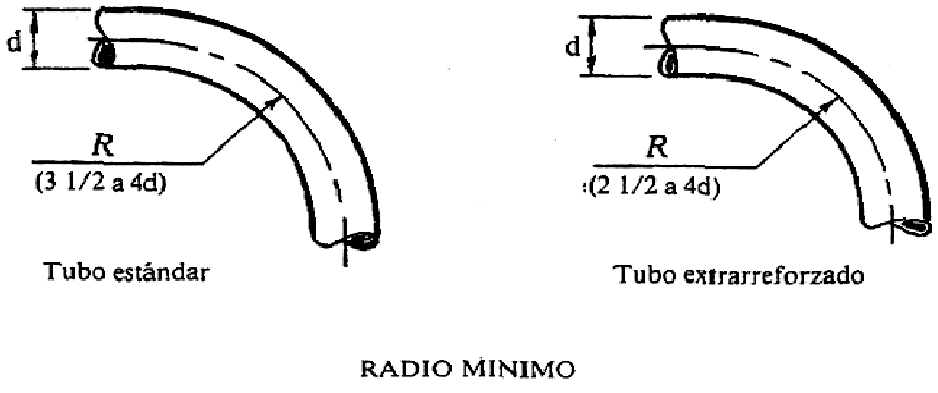


Figura 3.48 *Radio mínimo de curvatura para tubería de acero sin costura, (tomado de la obra Machinery´s Handbook, 1969, Industrial Press, Inc. Nueva.* [43]

[43] MEGYESY, Eugenee F., "Manual de Recipientes a presión", Editorial Noriega, México, página 204.

3.13 ANALISIS Y ELECCION DE DISPOSITIVOS Y ELEMENTOS HIDRAULICOS DE ADAPTACION.

3.13.1 Cilindro hidráulico utilizado en la máquina para ensayos de compresión.

Las instrucciones de uso y mantenimiento que se detallan a continuación, se realizaron de modo que las personas que utilicen el equipo mantengan una buena familiarización con el mismo, y de la manera más eficiente.

Parte de la información incluida en estas instrucciones, se seleccionó de las Normas ASME B30.1 que aplica a la construcción, instalación, funcionamiento, inspección y mantenimiento de los cilindros hidráulicos. Hacemos énfasis en recomendarle que adquiera y lea ASME B30.1, para encontrar la respuesta a cualquier pregunta que no se incluye en estas instrucciones. Todo el contenido de ASME B30.1, que incluye información adicional, se puede adquirir por un costo nominal, a través de la American Society of Mechanical Engineers (Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos).

Nuestra máquina consta de un cilindro hidráulico con denominación **RC-154** con una capacidad máxima de 15 toneladas, y que a continuación se detallan sus características, y cuidados.

Características:

- ✓ Las roscas del collar y del embolo, así como los orificios de montaje en la base facilitan la fijación de piezas.
- ✓ Diseñado para usarse en cualquier posición.
- ✓ La aleación de acero de alta resistencia ofrece mayor durabilidad.
- ✓ Resortes de retorno ideales para trabajos pesados.
- ✓ Acabado de esmalte horneado para una mayor resistencia a la corrosión.
- ✓ Consta de un elemento denominado silleta el cual es templado, y es desmontable y acanalado.
- ✓ Diseño de Anillo Dorado: se trata de un diseño especial de reten que absorbe los esfuerzos de cargas excéntricas de modo de proteger al cilindro contra la abrasión, sobre extensión, expulsiones, atascamientos del embolo o deformaciones de la parte superior.

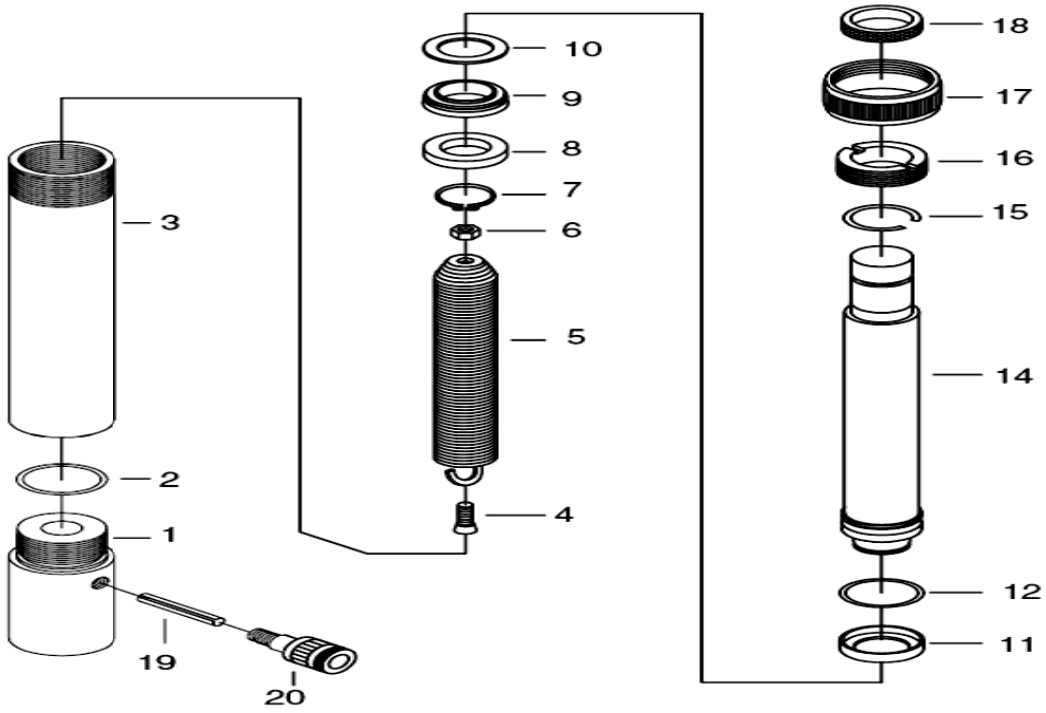
La figura 3.49 muestra el esquema con corte transversal donde se puede apreciar la construcción típica del cilindro hidráulico RC-154, es importante citar que esta grafica no puede ser representativa para otros cilindros de la marca, solo es válido para cilindros con designación RC los cuales se muestran en las tablas de Anexos correspondientes a estos cilindros.

Figura 3.49 *Cilindro hidráulico RC-154* [44]

En la figura 3.50 se representa el esquema de las partes que conforman un cilindro hidráulico, este grafico sirve de guía para mantener una idea clara de cómo está constituido dicho elemento.

[44] ENERPAC, Energía hidráulica para todas las aplicaciones, E325, Copyright 2006, página 4.

Lista de partes y kits de reemplazo para el cilindro hidráulico RC-154



Lista de partes

Parte No.	Cant.	Descripción
1	1	Base del cilindro
2	1	Empaque de anillo
3	1	Cilindro
4	1	Tornillo
5	1	Resorte
6	1	Tuerca
7	1	Anillo de retención
8	1	Buje
9	1	Sello de taza
10	1	Anillo de soporte
11	1	Buje de bronce
12	1	Empaque de anillo
14	1	Barra del pistón
15	1	Anillo de resorte
16	1	Tuerca de fijación
17	1	Camisa del émbolo
18	1	Espaciador
19	1	Clavija
20	1	Acoplador

Kits de reemplazo

Parte No.	Cant.	Descripción
El kit del sello No. 222625 incluye:		
2	1	Empaque de anillo
8	1	Buje
9	1	Sello de taza
10	1	Anillo de soporte
11	1	Buje de bronce
12	1	Empaque de anillo
El kit del resorte No. 521627 incluye:		
2	1	Empaque de anillo
4	1	Tornillo
5	1	Resorte
6	1	Tuerca
19	1	Clavija
El kit del émbolo No. 521628 incluye:		
7	1	Anillo de retención
8	1	Buje
9	1	Sello de taza
10	1	Anillo de soporte
11	1	Buje de bronce
12	1	Empaque de anillo
14	1	Barra del pistón

Parte No.	Cant.	Descripción
Anillo de resorte No. 521629:		
15	1	Anillo de resorte
Camisa del émbolo No. 521630:		
17	1	Camisa del émbolo
El kit del cilindro No. 521631 incluye:		
2	1	Empaque de anillo
3	1	Cilindro
16	1	Tuerca de fijación
18	1	Espaciador
El kit de base No. 521632 incluye:		
1	1	Base del cilindro
2	1	Empaque de anillo
El kit del acoplador medio del émbolo No. 504889 incluye:		
20	1	Acoplador

Figura 3.50 *Lista de partes y kits de reemplazo para el cilindro hidráulico RC-154.* [45]

[45] http://www.cilindros_hidraulicos.com/spx.oct/521619_2.pdf

3.13.1.1 Velocidad del Cilindro.

La velocidad de desplazamiento de un cilindro hidráulico es fácil de calcular si se emplea una bomba de desplazamiento manual.

En la figura 3.51 se muestra un ejemplo típico, con un caudal de 40 litros por minuto ingresando al cilindro.

El área del pistón es de 78 cm², para encontrar la velocidad de desplazamiento primero se convierte los litros en cm³ por minuto es decir: 40 x 1000 = 40.000 cm³/min.

Luego se divide ese valor por el área del pistón obteniendo la velocidad:

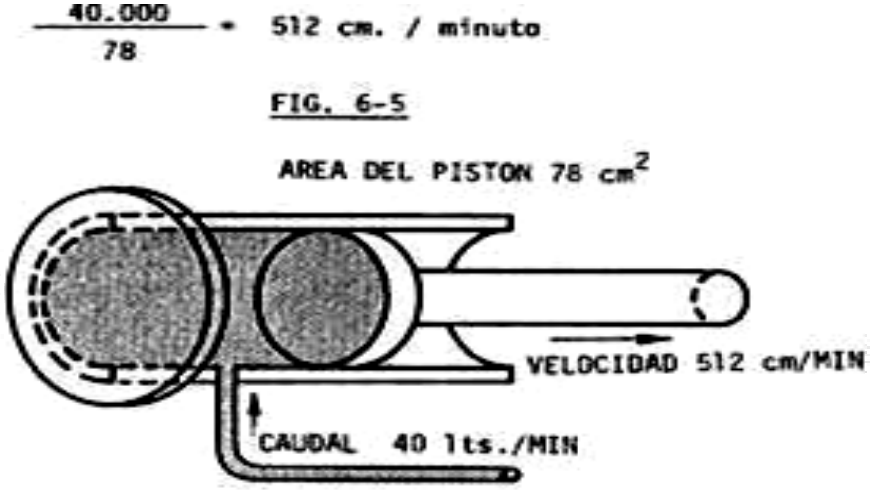


Figura 3.51 *Esquema representativo al cálculo de velocidad de un cilindro.* [46]

Para la máquina para ensayos de compresión en madera el cálculo de velocidades del émbolo del cilindro se la realiza de la siguiente manera:

3.13.1.2 Cálculos para determinar la Velocidad del émbolo de un cilindro:

Cálculo según tablas establecidas por ENERPAC:

En la máquina para ensayos de compresión se utiliza un cilindro de simple efecto de 15 toneladas de fuerza con denominación (RC-154), el mismo que esta accionado por una bomba manual con denominación (P-392).

Entonces con la utilización de la tabla de valores que proporciona el manual de ENERPAC se tendrán los siguientes resultados:

[46] http://www.monografias.com/trabajos12/moviunid/moviunids.html

Tablas de velocidades de cilindros

Cantidad de bombeos por pulgada de carrera del émbolo del cilindro

Capacidad de cilindro ▶	5 t		10 t		15 t		25 t		30 t		50 t		75 t		100 t		
▼ Accionamiento	Sin carga	Con carga	Sin carga	Con carga	Sin carga	Con carga	Sin carga	Con carga	Sin carga	Con carga	Sin carga	Con carga	Sin carga	Con carga	Sin carga	Con carga	Tipo de bomba
Manual	7	7	15	15	21	21	34	34	43	43	73	73	105	105	137	137	P-391
	2	7	4	15	5	21	8	34	10	43	16	73	24	105	30	137	P-392
	1	7	2	15	3	21	5	34	7	43	11	73	16	105	21	137	P-80/84/801
	1	7	1	15	1	21	2	34	3	43	5	73	7	105	9	137	P-802/842
	1	3	1	8	1	11	1	18	1	23	2	38	2	55	3	71	P-462/464

Tabla 3.10 *Tabla de velocidades de cilindros de la marca ENERPAC.* [10]

Resultados de la lectura de la tabla

- ✓ Mientras se esté levantando la carga, el embolo del cilindro tardara **21 bombeos en recorrer 1 pulgada.**
- ✓ Y el embolo tardara o se desplaza **5 bombeos por pulgada** al extenderse en dirección vertical y sin carga alguna.

Cálculo mediante fórmula:

El cálculo de la velocidad del embolo de un cilindro se expresa a través de la siguiente expresión:

$$\boldsymbol{V\left(\frac{seg}{plg}\right) = \frac{A(plg^2)}{Q\left(\frac{plg^3}{min}\right)};} \quad \boldsymbol{Velocidad\ del\ embolo = \frac{Area\ efectiva\ del\ cilindro}{Flujo\ de\ aceite\ de\ la\ bomba}}$$

Donde; A y Q se determinan mediante lectura de tablas ENERPAC establecidas en los anexos, entonces:

¿A qué velocidad se moverá el cilindro RC-154 (15 Ton) cuando esta accionado por la bomba manual P-392?

Datos:

De bomba serie P-392: ***Q (con carga)*** a 10000 psi = 0,151 plg^3 / *bombeo.*

De cilindro RC-154: ***A efectiva*** = 3.14 plg^2

$$V = \frac{A}{Q}\ ; \qquad V = \frac{3{,}14\ plg^2 \cdot bombeo}{0{,}151 plg^3}\ ; \qquad V = 20{,}79\ \approx 21\ bombeos/plg$$

[10] ENERPAC, Energía hidráulica para todas las aplicaciones, E325, Copyright 2006, página 113.

Datos:

De bomba serie P-392: ***Q (sin carga)*** a 200 psi = 0,687 plg^3 / bombeo.

De cilindro RC-154: ***A efectiva*** = 3.14 plg^2

$$V = \frac{A}{Q} \;; \qquad V = \frac{3{,}14\ plg^2 \cdot bombeo}{0{,}687 plg^3} \;; \qquad V = 4{,}57 \approx 5\ bombeos/plg$$

Por lo tanto se puede demostrar que mediante la lectura de tablas o a través de la aplicación de formulas se obtienen los mismos resultados.

Nota: Por tratarse de una bomba manual, el Caudal ***(Q)*** **se expresa en** ***(plg^3/bombeo)*** **y no en** ***(plg^3/min)*** como se expresa en la ecuación de velocidad del embolo.

3.13.2 Selección de la bomba y dispositivos hidráulicos.

Una vez determinado el parámetro anterior (capacidad del cilindro) y con una segunda consideración que es la carrera hidráulica que proporciona dicho mecanismo se procede a escoger que tipo de bomba será la más adecuada.

La carrera de un cilindro hidráulico no tiene mayor interés tomando en cuenta el espacio físico donde se realizará el trabajo, es decir si el espacio de trabajo es reducido entonces se requiere de un cilindro de altura pequeña lo que corresponde a su respectiva carrera hidráulica corta y todo lo contrario en la utilización de este dispositivo en un espacio amplio.

Los catálogos ENERPAG ofrecen conjuntos de bombas, cilindros de simple acción y sus respectivos accesorios hidráulicos (manguera, manometro y adaptador para manómetro) con el único fin de agilitar el trabajo deseado.

Se plantea el requerimiento de 4 plg respecto a la carrera del émbolo del cilindro por las condiciones que se presenta en catálogos y en la adquisición.

Tomando en cuenta estos datos y sin obviar que se desea una óptima combinación de los componentes hidráulicos individuales, accedemos al catálogo donde se especifica el conjunto de: cilindro, bomba manual y accesorios hidráulicos, todos estos componentes son exclusivamente recomendados por los fabricantes para lograr su mayor eficiencia en el trabajo.

Entonces al elegir este conjunto hidráulico, se ve involucrado el cilindro RC-154 que se detallo anteriormente y el cual nos proporciona una carrera hidráulica de 4 plg de recorrido.

Para el presente diseño la carrera de 4 plg no tiene mayor importancia porque el espacio físico donde se realizará el trabajo es adecuado y amplio ya que se tomo como referencia inicial las dimensiones de la máquina hidráulica de la ESPE. Para la selección de la bomba se toman en cuenta los siguientes datos:

- ✓ Fuerza total requerida en toneladas = 15
- ✓ Carrera requerida en pulgadas = 4

Con la utilización de la tabla 3.11 se logra determinar qué tipo de bomba manual es la adecuada respecto al cilindro utilizado con su respectiva carrera.

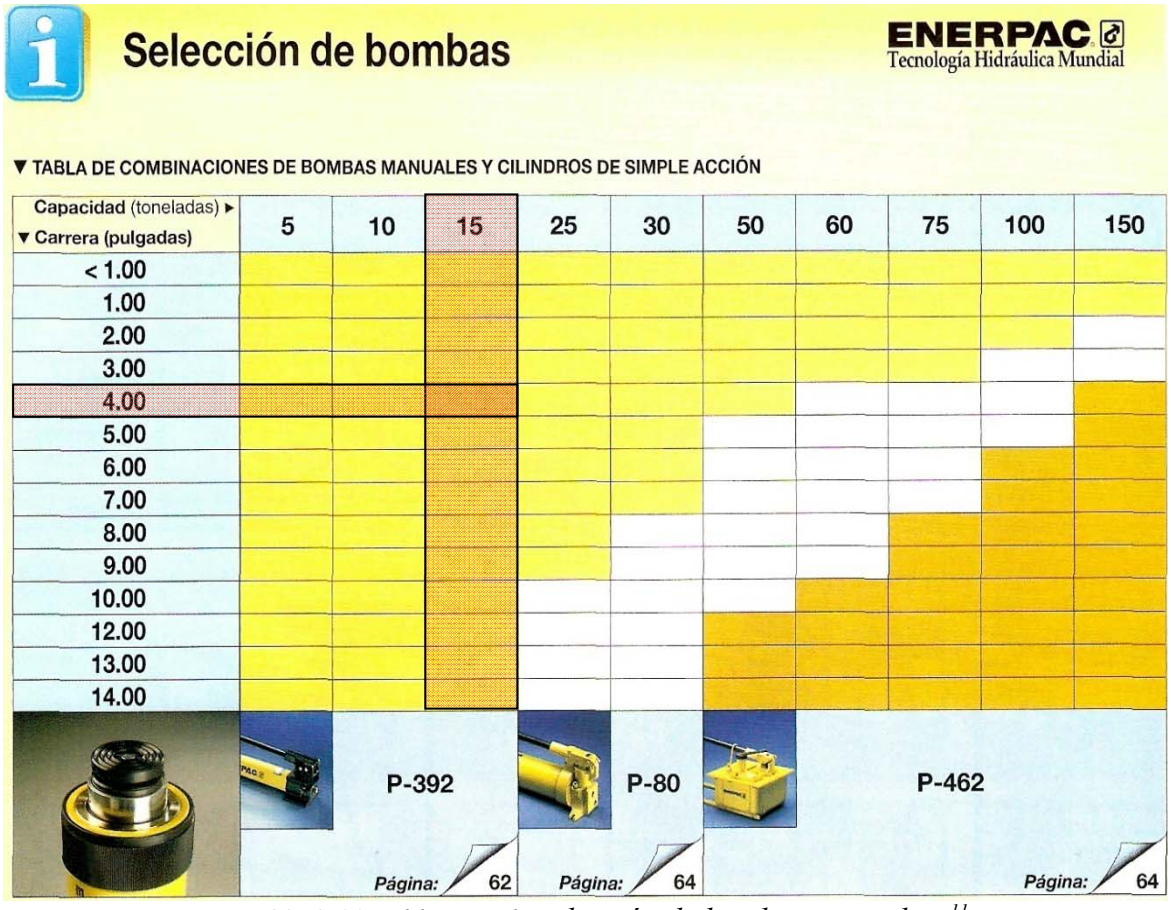
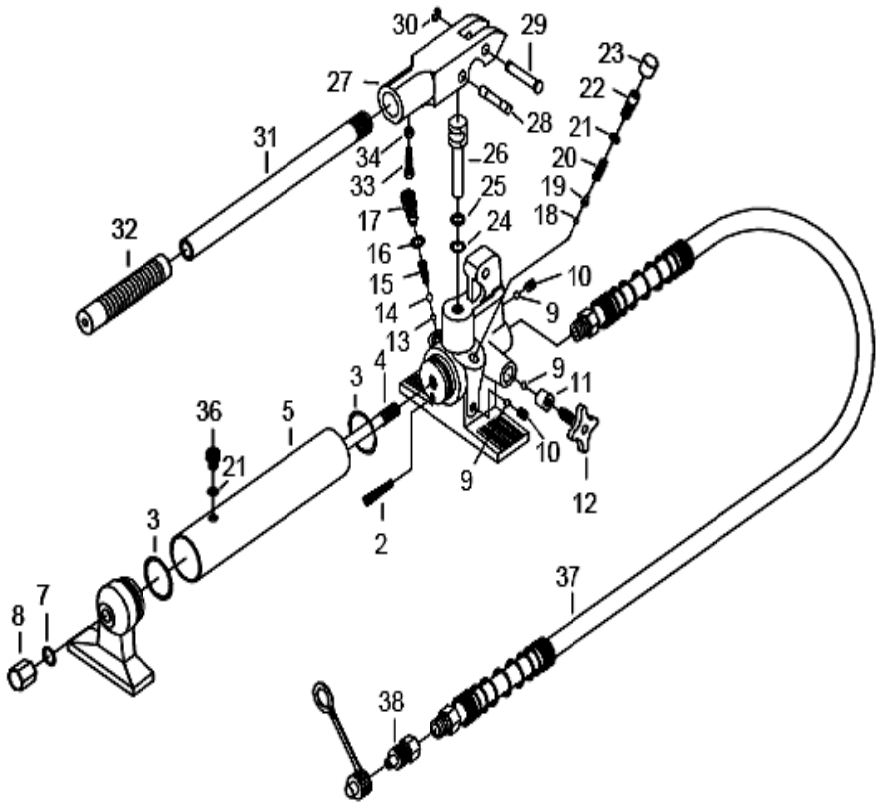


Tabla 3.11 *Tabla para la selección de bombas manuales.* [11]

Por lo tanto se requiere de una **bomba hidráulica manual con designación P-392**, la cual presenta las siguientes partes y características indicadas en la figura 3.52:

[11] ENERPAC, Energía hidráulica para todas las aplicaciones, E325, Copyright 2006, página 106.

Partes para la bomba hidráulica P-392



Lista de partes

Parte No.	Cant.	Descripción
2	1	Filtro de aceite
3	2	Empaque de anillo
4	1	Tornillo
5	1	Depósito
7	1	Empaque de anillo
8	1	Niple
9	3	Bola retenedora
10	2	Tornillo de ajuste
11	1	Empaque de anillo
12	1	Válvula de liberación
13	1	Bola retenedora
14	1	Bola retenedora
15	1	Resorte
16	1	Arandela
17	1	Tornillo de la cubierta de la válvula
18	1	Bola retenedora
19	1	Tapa del extremo del resorte
20	1	Resorte

Parte No.	Cant.	Descripción
21	2	Empaque de anillo
22	1	Tornillo de la cubierta de sobrecarga
23	1	Tapa
24	1	Empaque de anillo
25	1	Anillo de soporte
26	1	Pistón
27	1	Horquilla
28	1	Clavija del pistón
29	1	Clavija de la horquilla
30	1	Anillo retenedor
31	1	Manija
32	1	Mango de la manija
33	1	Tornillo
34	1	Tuerca
36	1	Tornillo de liberación de aire
37	1	Manguera
38	1	Acoplador

Figura 3.52 *Lista de partes para la bomba hidráulica P-392.* [47]

[47] http://cache01.voyageurweb.com/otctools.com/newcatalog/products/521606_2.pdf

Características de la bomba manual seleccionada.

- ✓ "Presión nominal en dos etapas, de: 200 psi (sin carga) y 10000 psi (con carga)." [37]
- ✓ Desplazamiento de aceite por bombeo, o caudal de: 0.687 plg^3 (sin carga) y 0.151 plg^3 (con carga) por bombeo.
- ✓ Volumen de aceite útil 55 plg^3, esfuerzo máximo de bombeo 93 lib. fuerza.
- ✓ La operación con dos velocidades reduce los movimientos de bombeo hasta un 78% en comparación con las bombas de velocidad única
- ✓ Menor esfuerzo de bombeo para reducir la fatiga del operario.
- ✓ El seguro de palanca y su bajo peso facilitan su transporte.
- ✓ Diseño liviano y compacto, deposito de gran durabilidad de nylón con refuerzo de fibra de vidrio y base de la bomba de aluminio encapsulado en nylón para brindar máxima resistencia a la corrosión.
- ✓ Gran capacidad de aceite para alimentar una amplia gama de cilindros.
- ✓ Palanca de fibra de vidrio aislante para dar seguridad al operario.
- ✓ Válvula interna de alivio de presión para dar protección en caso de sobrecargas.

Importante: Los detalles esquemáticos respecto a las dimensiones de la bomba se establecen en los Anexos respectivos (A3) del catalogo Enerpag.

Los dispositivos hidráulicos usados en la máquina para ensayos de compresión en madera son:

- ✓ Manguera hidráulica de alta presión.
- ✓ Acoples hidráulicos.
- ✓ Aceite hidráulico.
- ✓ Conectores hidráulicos.
- ✓ Manómetros de presión hidráulica.
- ✓ Accesorios para manómetros.

La selección de estos dispositivos se establecen en los catálogos ENERPAG que se encuentran incluidos en la sección de Anexos (A3) donde se detallan sus respectivas características físicas y técnicas a través del recuadro enmarcado en color (Rosa).

[37] ENERPAC, Energía hidráulica para todas las aplicaciones, E325, Copyright 2006, página 62

CAPITULO IV

CONSTRUCCION Y ENSAMBLAJE.

4.1 PROCESO DE CONSTRUCCIÓN.

4.1.1 Implantación de la solución.

En el proceso de construcción se realizan labores de organización según el cronograma planificado, dirección y control de la obra. Dentro de estas acciones se efectúan o verifican argumentos tales como:

- ✓ Disposición de recursos.
- ✓ Materiales a utilizar en la construcción.
- ✓ Tiempo de ejecución.
- ✓ Requerimientos de mano de obra.
- ✓ Evaluación de avances.
- ✓ Retroalimentación de proceso y manejo de imprevistos.

4.1.2 Planificación de la construcción.

El tiempo para la ejecución del proyecto en cuestión, se lo detalla en la siguiente tabla:

ACTIVIDAD	TIEMPO ESTIPULADO
Diseño de la máquina para ensayos de compresión	60 días laborables
Obtención de materiales	15 días laborables
Construcción y montaje de elementos	45 días laborables
Ejecución de pruebas	10 días laborables

Tabla 4.1 *Presupuesto de tiempo para ejecución de la obra.*

El fiel cumplimiento de estos tiempos de trabajo, establecieron el logro del objetivo.

4.1.3 Organización para la construcción.

Los recursos que se necesitan para la ejecución del proyecto son: máquinas herramientas, materiales, herramientas, mano de obra y tiempo, todo esto asociado al respectivo costo de cada factor.

Es importante destacar que para optimizar y mantener una reducción en los costos, se tendrá que seguir procedimientos planificados de construcción lo que involucra a que las operaciones de trabajo, se vuelvan muy detallados con el único objetivo de optimizar los tiempos de mecanizado.

Cuadro de elementos a mecanizar.

En lo concerniente a materiales, luego de efectuarse el diseño del equipo se obtuvo una lista de materiales para la construcción. En la tabla 4.2 se detallan los elementos que serán mecanizados mediante procedimientos industriales con arranque de viruta como son: Torneado, Fresado, Taladrado, Machuelado, Pulido y Proceso de soldadura estas acciones van de acuerdo a las necesidades de cada elemento a trabajar, el material de estos componentes se estableció anteriormente.

Pos.	Cant.	DESCRIPCIÓN	Dimens. Brutas
8	1	Placa para sujeción de platos.	405 x 255 x 20 mm
1	2	Bastidor.	755 x 505 x 20 mm
3	1	Rigirizador-1.	260 x 140 x 20 mm
7	1	Rigirizador-2.	260 x 140 x 20 mm
17	1	Tapa lateral-1.	255 x 215 x 20 mm
23	1	Tapa lateral-2.	255 x 215 x 20 mm
18	1	Placa base de cilindro.	385 x 255 x 20 mm
15	1	Tapa.	425 x 255 x 20 mm
13	1	Base de probeta paralela.	130 x 130 x 15; Ø 75 x 35 mm
9	1	Plato superior.	Ø 180 x 40 mm
12	1	Plato inferior.	Ø 180 x 40 mm
24	1	Collarín para cilindro.	Ø 130 x 30 mm
20	2	Placa base de bastidor.	625 x 75 x 12 mm
S/N	1	Soporte para el equipo.	555 x 140 x 15; 155 x 70 x 15 mm

Tabla 4.2 *Elementos que serán maquinados para la construcción de la máquina.*

Cuadro de elementos normalizados a adaptar al conjunto de la máquina.

En la siguiente tabla se detallan los elementos que se utilizarán en el ensamble general de la máquina para ensayos de compresión.

Pos	Cant.	DENOMINACION	DESCRIPCION TECNICA	NORMA
26	1	Bomba hidráulica manual.	P-392, 2 Velocidades, 55 plg^3, 10000 *PSI*.	--
14	1	Cilindro hidráulico.	RC-154, 15 Ton, 4 *plg* carrera, 7.88 *plg* altura.	ASME B30.1.
22	1	Acople de manguera.	C-604, Alto flujo compl, H-M 3/8 *plg*, NTP con 2 tapas CD-411.	--
21	1	Manguera hidráulica.	HC-7206 de 6 *plg*.	DIN 20024
5	1	Adaptador para manómetro.	GA-2, Macho 3/8 NTP-Hembra 3/8 NTP, Salida manómetro ½ *plg*.	--
4	1	Manómetro.	G-2535-L, De Glicerina, 2 ½ *plg* diámetro, 0-10000 *PSI*.	--
2	1	Cañería de acero.	TN127097, Tubería sin costura, Longitud 1,5 m.	--
8	2	Conector giratorio	3/8 plg, rosca NPT (macho – hembra)	--
21	1	Conector (Niple hexagonal de cañería)	3/8 plg, rosca NPT (macho – hembra)	
10	2	Acoples hexagonales (hembra)	Uno de 3/8 plg y uno de ½ plg, rosca NPT	--
25	1	Esfera	Esfera de acero.	--
16	31	Pernos, Tuercas, Arandelas	Allen, hexagonales, de cabeza de mariposa y galvanizados.	DIN 912 y 478
10	3	Resorte de extensión	Cilíndrico, Ø 12 x 55 mm, e = 1,6 mm	DIN 2097
14	1	Reloj comparador.	Apreciación de 0,001 mm	--
15	4	Cauchos de soporte	Cuadrados	--

Tabla 4.3 *Elementos normalizados adquiridos en el mercado.*

La conveniencia de realizar el trabajo está determinado tomando en cuenta lo siguiente:

- ✓ Un taller industrial equipado con la maquinaria y herramientas necesarias que se encuentre al sur de quito, para obtener una buena optimización de tiempos de maquinado y desplazamientos hacia el taller.

- ✓ Buena accesibilidad económica respecto al uso de la maquinaria industrial.

El taller industrial "Buena Calidad" ubicado en el sector de la Magdalena (Quito) cumple con estas cualidades, satisfaciendo las necesidades.

4.1.4 Dirección y control de la construcción.

El primer paso consiste en mantener muy clara la idea del diseño es decir, a donde se quiere llegar.

Se procede a la adquisición de los respectivos componentes como son: los materiales destinados a la construcción y dispositivos normalizados destinados a la adaptación.

Se inicia con la construcción de la máquina para ensayos de compresión. En este punto cabe recalcar que todas las tareas de mecanizado de elementos, ensamblaje de los mismos, adaptación de dispositivos y la ejecución de prácticas de prueba de la máquina, están realizadas por nuestra parte, ya que el contrato de terceras personas nos involucraría costos adicionales, lo que impediría abaratar costos.

Las placas de acero que conforman la estructura de la máquina para ensayos de compresión se cortaron por medio de Oxiacetilénica en Pantógrafo programable, lo que facilita acercarse a las dimensiones finales establecidas en los planos.

Luego se procede al mecanizado de elementos siendo en:

Fresado:	**Torneado:**
Rigirizadores -1 y -2	Platos superior e inferior
Tapa lateral -1 y -2	Collarín
Placa para sujeción de platos	Base de probeta
Placa base de cilindro	
Tapa	

Para el ensamble de la estructura de la máquina para ensayos de compresión se procede de la siguiente manera:

- ✓ Trazar ejes de simetría en todas las placas involucradas.
- ✓ En la placa bastidor se debe trazar las distancias correspondientes al plano de código (031.497.01.00.00)
- ✓ Unión de elementos por medio de puntos de soldadura (10mm de longitud), se debe controlar las tolerancias geométricas indicadas en el plano.
- ✓ La placa para sujeción de platos y el plato superior se deben perforar juntas para evitar descentramientos en los agujeros, el mismo trabajo se realiza con la placa base de cilindro y collarín.
- ✓ Se procede a soldar las juntas que se indican en el plano, manteniendo el filete calculado y los consejos de soldadura que se detallan en el Capítulo III (3.10.1 Procedimientos de soldadura). Para ejecutar los cordones de soldadura se recomienda de una persona calificada y con experiencia.
- ✓ Para proceder al pintado de la máquina se debe limpiar y pulir los cordones de soldadura. La primera mano de pintura debe ser un fondo anticorrosivo.
- ✓ La pintura final de la estructura de la máquina se procede tapando todos elementos hidráulicos instalados en la máquina.
- ✓ Para la adaptación de los elementos hidráulicos en la máquina para ensayos de compresión se deben seguir los consejos que se detallan a continuación.

4.1.5 Control en acoples del sistema hidráulico.

Consideraciones generales.

Se comparte la idea primordial que es. **La vida útil de un equipo va a la par del íntegro conocimiento de la máquina, la correcta manipulación de sus componentes y el mejor criterio de seguridad que se generan en el trabajo** es por ello que a continuación se detalla un instructivo de uso y mantenimiento del sistema hidráulico y los elementos que lo conforman y que se adaptan a la máquina de ensayos de compresión.

4.1.5.1 Sistema hidráulico de simple efecto

Un sistema hidráulico básico de simple efecto consta de una bomba manual o mecánica de 10000 PSI de capacidad que mueve el líquido hidráulico, una manguera hidráulica que resiste la capacidad de presión de la bomba la cual transporta el líquido y un cilindro o émbolo que genera 15 toneladas de fuerza al ser movido por el liquido.

Figura 4.1 *Sistema hidráulico de simple efecto.* [48]

El cilindro, las mangueras, los acoplamientos y la bomba se deben calibrar a la misma presión de funcionamiento máxima, deben estar correctamente conectados y deben ser compatibles con el líquido hidráulico utilizado. Un sistema que está incorrectamente acoplado puede ocasionar que el sistema falle y probablemente también provoque daños serios.

4.1.5.2 Precauciones de seguridad.

"Los valores de carga y carrera del fabricante representan los límites máximos de seguridad. Las buenas prácticas recomiendan usar sólo el **80%** de esos valores." [38]

A continuación se cita los parámetros necesarios para lograr una excelente seguridad en el trabajo con los dispositivos hidráulicos.

Lea y comprenda todas las precauciones de seguridad e instrucciones de funcionamiento antes de usar el cilindro. Si no se observan estas advertencias, podría ocurrir una pérdida de carga, daño o falla en el equipo, lo cual puede ocasionar una lesión personal o daño del mecanismo.

[48] http://www.cilindros_hidraulicos.com/spx.oct/521619_2.pdf
[38] Idem.

4.1.5.2.1 Instrucciones de seguridad para Cilindros.

- ✓ Cuando extienda el émbolo del cilindro bajo carga, asegúrese de que los acopladores o las roscas del puerto no hayan sido dañados ni hayan tenido contacto con ningún tipo de obstrucción rígida. Es posible que si ocurre este problema, las roscas de fijación del acoplador se rayen o se salgan del cilindro o émbolo, provocando que se libere líquido hidráulico de presión alta, objetos volantes y que ocurra una pérdida de carga.
- ✓ Para evitar que el aceite de presión alta sea expulsado en la atmósfera, no extienda el cilindro más allá de la carrera máxima sugerida. Si esto ocurre, deberá reemplazar los sellos.
- ✓ Revise siempre cada cilindro y acoplador antes de utilizarlos para evitar que se desarrollen problemas por falta de seguridad. No use los cilindros si están dañados, con alteraciones o deficientes. No utilice los cilindros si los acopladores están doblados o dañados, o si las roscas del puerto están dañadas.

Precaución: Distribuya la carga uniformemente sobre la superficie total del asiento (silleta) del cilindro. Siempre utilice un asiento para proteger el émbolo cuando no se usen accesorios roscados.

Advertencia: Asegúrese que el equipo esté completamente fijo antes de levantar la carga. El cilindro debe colocarse sobre una superficie plana capaz de soportar la carga. De ser necesario, utilice una base de cilindro para mayor estabilidad. No suelde ni modifique el cilindro en modo alguno para fijarle una base u otro medio de soporte.

4.1.5.2.2 Instrucciones de seguridad para Bombas.

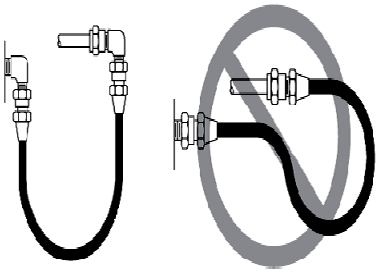
- ✓ Antes de poner a funcionar la bomba, todas las conexiones de la manguera deben estar firmemente apretadas y sin fuga, no las apriete demasiado. Si las aprieta demasiado, puede ocasionar que las roscas se dañen muy rápido o que los conectores de alta presión se fragmenten cuando sean sometidos a presiones más altas que las de su capacidad nominal.
- ✓ Use únicamente aceite hidráulico ENERPAG (LX), si el fluido es incorrecto se pueden dañar los sellos y la bomba.
- ✓ Antes de agregar líquido hidráulico, retraer el sistema (embolo del cilindro hidráulico) para evitar que el depósito de la bomba se llene hasta rebosar. Un exceso

de aceite puede ocasionar lesiones personales debido al aumento de presión del depósito, que se origina cuando los cilindros se retraen.

- ✓ No utilice extensiones para la palanca, si se usan correctamente las bombas manuales operan con facilidad.
- ✓ Cierre la válvula de descarga con la mano y sin forzarla, de lo contrario se arruinara este elemento.

4.1.5.2.3 Instrucciones de seguridad para Mangueras y acoples.

- ✓ Inspeccione periódicamente la manguera para verificar si tiene desgaste. No exponga la manguera a peligros potenciales, tales como fuego, superficies afiladas, calor o frío extremos, o cualquier impacto fuerte. No permita que la manguera se tuerza, enrolle, comprima, corte o doble de tal manera que el flujo del líquido, dentro de la manguera, se bloquee o reduzca. Estos problemas podrían dañar la manguera, lo cual provocaría lesiones personales.
- ✓ Para evitar el deterioro, las mangueras no deben tener contacto con materiales corrosivos, tales como objetos impregnados con aceite de creosota y algunas pinturas. El deterioro de la manguera puede causar lesiones personales. Consulte al fabricante antes de pintar una manguera. Nunca pinte un acoplador.
- ✓ El material de la manguera y los sellos del acoplador deben ser compatibles con el líquido hidráulico utilizado.



Precaución: Evite dañar la manguera hidráulica.
Usar una manguera con pliegues o curvas puede causar una severa contrapresión. Los pliegues y curvas agudos causarán daños internos en la manguera, lo que ocasionará que ésta falle prematuramente.

Advertencia: No deje caer objetos pesados sobre la manguera. Un impacto directo puede causar daños internos a las hebras de alambre de la manguera. Aplicar presión a una manguera dañada puede ocasionar que se quiebre.

- ✓ En caso que ocurra una ruptura, explosión o desconexión de una manguera hidráulica, cierre inmediatamente la bomba y libere toda la presión. Nunca sujete con sus manos una manguera presurizada que tiene fuga.

Peligro: No manipule mangueras bajo presión. El aceite que escape bajo presión puede penetrar la piel y causar lesiones graves. Si se inyecta aceite bajo la piel, consulte a un médico inmediatamente.

4.1.5.2.4 Instrucciones de seguridad para todo el Equipo Hidráulico.

- ✓ El manómetro debe tener la misma capacidad de presión que la bomba y el cilindro. Pueden ocurrir lesiones personales si se utiliza el manómetro equivocado.
- ✓ Gire la perilla de la válvula de liberación hacia la izquierda para liberar toda la presión ANTES de retirar o apretar los acoplamientos de la manguera.

Precaución: Mantenga el equipo hidráulico alejado de las llamas y el calor. El calor en exceso ablandará las juntas y sellos, lo que resultará en fugas de líquidos. Asimismo, el calor debilita los materiales de la manguera y juntas. Para lograr un rendimiento óptimo, no exponga el equipo a temperaturas de 65 °C [150 °F] o mayores. Proteja las mangueras y cilindros de salpicaduras de soldadura.

Advertencia: Nunca intente levantar una carga que pese más de la capacidad del cilindro. Las sobrecargas ocasionan fallas del equipo y posibles lesiones personales. Los cilindros están diseñados para resistir una presión máxima de 10000 PSI ó 700 Bares aproximadamente. No conecte un gato o cilindro a una bomba cuyo valor nominal de presión es mayor que el indicado.

Advertencia: Reemplace inmediatamente las piezas gastadas o dañadas por piezas ENERPAC genuinas. Las piezas de clasificación estándar se romperán, lo que causará lesiones personales y daños a la propiedad. Las piezas ENERPAC están diseñadas para encajar debidamente y resistir altas cargas.

Nota: Esta guía no puede cubrir todos los peligros o situaciones utilice el cilindro con SEGURIDAD ANTE TODO, y nunca olvide:

- ✓ Mantenga siempre limpio el cilindro.
- ✓ Cuando el cilindro no esté en uso, mantenga la barra del pistón completamente retraída y en posición invertida.
- ✓ Coloque cubiertas protectoras sobre los acopladores rápidos que están desconectados.

4.1.5.3 Conexiones hidráulicas

Instalación de componentes hidráulicos.

Debido a que los cilindros de simple efecto poseen una sola manguera para el ingreso y retorno del aceite y que establece el movimiento del émbolo, el cilindro sólo puede aplicar fuerza para extender su embolo. La carrera de retorno se logra a través de la fuerza del resorte.

Conecte los componentes hidráulicos. Utilice una bomba con una válvula de alivio o válvula de 3 vías y una manguera para los cilindros de acción única**.**

Nota: Apriete todos los acopladores rápidos con la mano, las conexiones flojas bloquean el flujo del aceite entre la bomba y el cilindro.

Retire los protectores de rosca o las cubiertas antipolvo de los puertos hidráulicos. Limpie las áreas que rodean los puertos del líquido de la bomba y del cilindro, utilice un limpiador de amoníaco casero. Limpie todos los extremos de la manguera, acopladores y los extremos de unión.

Examine si las roscas y los conectores presentan algún indicio de desgaste o daño y reemplace según sea necesario. Conecte todos los ensambles de la manguera a la bomba y al cilindro.

Utilice un sellador de roscas para tubos antiendurecedor de alta calidad y aprobado para sellar todas las conexiones hidráulicas. Se puede utilizar cinta adhesiva de teflón, si sólo se usa una capa de cinta y se aplica cuidadosamente (en la parte trasera de los dos hilos roscas) para evitar que el acoplador perfore la cinta adhesiva o que se corte dentro del extremo del tubo. Cualquier pedazo suelto de cinta adhesiva podría viajar a través del sistema y obstaculizar el flujo del líquido u ocasionar una obstrucción en las partes de ajuste exacto.

No permitir que el embolo gire cuando se estén instalando los adaptadores. El resorte puede dañarse cuando se gire el embolo haciendo que este no retorne.

Conecte el manómetro hidráulico. Retire el tapón del puerto del calibrador de la válvula, enrosque el manómetro dentro de este puerto y selle con un sellador de roscas o cinta adhesiva de teflón.

Revise el depósito para verificar si el nivel del líquido está bajo y llénelo con líquido hidráulico compatible y aprobado para corregir el nivel, según sea necesario.

4.1.5.4 Purga del sistema

Después de hacer todas las conexiones, se debe purgar el sistema hidráulico para sacar el aire que quedó atrapado.

Cilindros de acción única: Coloque el cilindro de modo que su émbolo funcione hacia abajo y el cilindro esté colocado en posición más baja que la bomba, sin carga en el sistema. Extienda y retraiga el cilindro por completo 2 ó 3 veces.

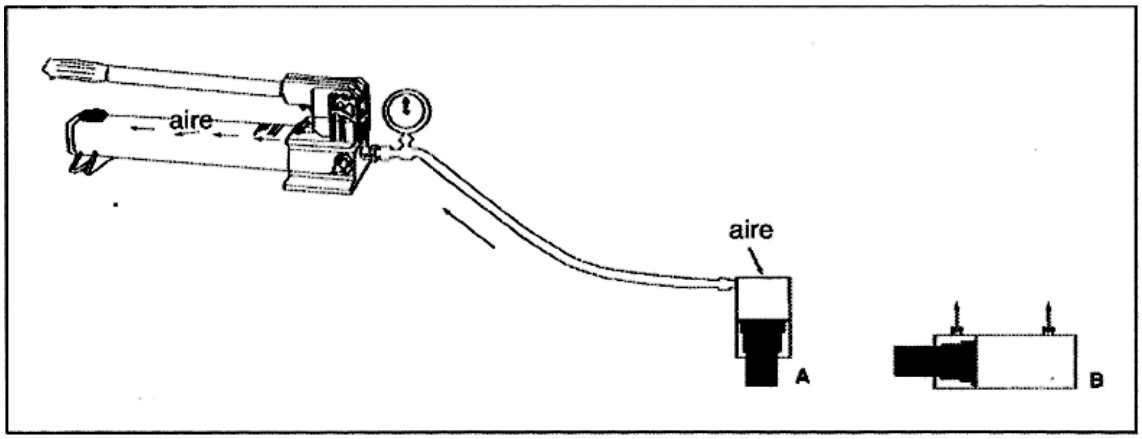


Figura 4.2 *Representación de purga del sistema.* [49]

4.1.5.5 Funcionamiento del sistema hidráulico.

Accione la bomba hidráulica para extender y retraer el cilindro. Algunos cilindros de acción única tienen retorno por acción de resorte, otros tienen retorno por acción de la carga. La velocidad de retracción se ve afectada por la longitud de la manguera y otras restricciones en la línea.

[49] http://www.cilindros_hidraulicos.com/spx.oct/521619_2.pdf

4.1.5.6 Inspección del sistema hidráulico acoplado a una estructura.

Antes de utilizar el equipo, inspeccione visualmente las partes siguientes:

- ✓ Cilindro o émbolo rayado o dañado. Desgaste excesivo, torcedura, daño o acoplamiento insuficiente del émbolo.
- ✓ Fuga del líquido hidráulico.
- ✓ Elementos giratorios que no funcionen correctamente.
- ✓ Pernos flojos
- ✓ Equipo auxiliar dañado o ensamblado incorrectamente
- ✓ Equipo modificado, soldado o con alteraciones
- ✓ Acopladores o roscas del puerto doblados o dañados

Se deberá realizar un mantenimiento preventivo (anualmente o con más frecuencia, si el estado del cilindro o émbolo indica que hay daño).

Revisión visual por parte del operador u otro personal designado, utilizando un registro del equipo que incluya fechas y firmas.

4.1.5.7 Mantenimiento del sistema.

Siga estos consejos de mantenimiento para conservar su equipo en perfectas condiciones de funcionamiento:

- ✓ Mantenga el sistema hidráulico, inclusive las conexiones de la manguera y el equipo conectado al cilindro, libre de cualquier suciedad y tizne, en la medida que sea posible. Selle todos los acopladores que no están en uso, con cubiertas antipolvo.
- ✓ Utilice aceite hidráulico Enerpac exclusivamente, cámbielo según indican las recomendaciones o con más frecuencia, si el líquido se contamina (nunca sobrepase las 300 horas).
- ✓ Las roscas que están expuestas (externas o internas) se deben limpiar y lubricar regularmente y proteger de cualquier daño, aplique lubricante regularmente en todos los puntos de pivote y fricción. Utilice un aceite de motor o grasa de buena calidad.
- ✓ Utilice tapas guardapolvo cuando los cilindros estén desconectados de la manguera. Mantenga limpio el cilindro en su totalidad para prolongar su vida útil.

4.1.5.8 Almacenamiento

- ✓ Los cilindros y émbolos se deben almacenar en posición vertical con el extremo de la barra hacia abajo para evitar la distorsión de los sellos y se mantendrán en un área seca, bien protegida, donde no estén expuestos a vapores corrosivos, polvo u otros elementos dañinos. Cuando un cilindro o émbolo no se ha utilizado en tres (3) meses, se deberá conectar a una bomba, extenderse por completo y luego retraerse para lubricar las paredes del cilindro, de manera que se reduzca la potencia y así evitar la formación de óxido.
- ✓ Desconecte los acoples rápidos entre la manguera y la válvula de alivio.
- ✓ Coloque la bomba en una superficie plana.
- ✓ El líquido hidráulico debe ser visible. No sobrellene.

Finalmente, se deben tomar muy en cuenta todos estos parámetros para lograr un perfecto funcionamiento de la máquina y así evitar en lo posible imprevistos no deseados.

En el caso de presentar fallas en el sistema hidráulico diríjase y consulte todos los aspectos requerido en la **guía práctica para la realización del ensayo de compresión en madera,** en dicho documento existe una amplia información donde se detallan posibles soluciones para el sistema hidráulico, esta información fue recopilada y analizada de manera pormenorizada.

A continuación se muestra la máquina para ensayos de compresión en madera con capacidad de 15 toneladas de fuerza, construida y ubicada en el Laboratorio de Resistencia de Materiales de la Universidad Politécnica Salesiana.

Figura 4.3 *Máquina para ensayos de compresión en madera con capacidad de 15 Toneladas de fuerza.*

4.2 EVALUACION DE RESULTADOS Y MANEJO DE IMPREVISTOS.

Al finalizar la construcción de la máquina para ensayos de compresión en madera con capacidad de 15 toneladas de fuerza, el equipo está listo para realizar pruebas con cargas de trabajo y en caso de ser necesario tomar las medidas correctivas pertinentes.

Existen varias técnicas que se pueden aplicar para realizar un efectivo control respecto al rendimiento que presenta un equipo. Entre estas se encuentran, rutinas de inspección, mantenimiento basado en confiabilidad (por frecuencia), mantenimiento basado en riesgos (por seguridad), y monitoreo de condición.

Todos estos parámetros se establecen en los respectivos manuales creados para la máquina y son:

- ✓ Manual de mantenimiento
- ✓ Manual de operación
- ✓ Guía para la solución de problemas del sistema hidráulico.

4.3 PRUEBAS CON CARGAS DE TRABAJO.

Las pruebas con cargas reales se efectuaron los días siguientes a la finalización de la construcción del equipo, en un principio realizamos pruebas en probetas de madera de dimensiones menores a las establecidas por la norma ASTM D-143-94, con el fin de mantener una buena correspondencia del equipo ante el trabajo realizado, posteriormente realizamos los ensayos reales correspondientes a pruebas de compresión paralela a las fibras de la madera.

4.4 MONITOREO DE CONDICIÓN.

Un control determinado se conoce como monitoreo de condición, que significa un seguimiento constante del estado y condición del equipo en el momento de ejecución del trabajo, mediante la toma de datos significativos que reflejen su estado. Así, los parámetros controlados fueron los siguientes: fuerza aplicada con carga de trabajo, inspección de acoples hidráulicos, y deformación de los elementos sometidos a flexión.

4.4.1 Procedimiento de control.

- ✓ Se verifica el procedimiento de trabajo que se va a realizar (ensayo de compresión en madera), es importante alinear correctamente la probeta.
- ✓ Para verificar la resistencia total del equipo para ensayos de compresión en madera, se coloca en el equipo una probeta de acero o de cualquier otro material, con resistencia a la compresión mayor que el de la madera. Se procede a ejercer presión lentamente guiándose en la lectura del manómetro, la presión se incrementa en cada 200 psi, hasta llegar a la presión máxima del manómetro que es de 10000 psi. No se puede exceder de los 10000 psi debido a que los accesorios de conexión, la manguera hidráulica y la bomba manual fallarían ya que están diseñados solo hasta ese rango.

- ✓ En el momento de tener la lectura en el manómetro de 10000 psi, se examina visualmente que todas las conexiones hidráulicas no presenten fugas de aceite hidráulico, se inspecciona que las partes unidas por soldadura no presenten alguna fisura, todo esto se lo realiza minuciosamente y con cuidado.
- ✓ Una vez completado la inspección visual se abre el seguro de la bomba hidráulica, lentamente para disminuir la presión del cilindro hidráulico. Enseguida se realiza una inspección visual sobre las partes hidráulicas y los cordones de soldadura del equipo para ensayos de compresión en madera.
- ✓ Se efectúa un documento indicando la información obtenida de la inspección visual que se realizo, y se establecen diferencias entre el estado inicial y el estado final.
- ✓ Con la obtención de este informe se verifica que los cálculos a flexión de de las partes unidas por soldadura y los elementos hidráulicos cumplen sin inconvenientes y que el equipo es apto para realizar ensayos a compresión en madera sin ningún peligro.

CAPITULO V

ENSAYO DE COMPRESION EN MADERA.

5.1 ESTUDIO DE LAS PROPIEDADES TECNOLOGICAS DE LA MADERA.

5.1.1 Consideraciones generales.

La madera es un material duro y resistente que se produce mediante la transformación del árbol, es un recurso forestal disponible que se ha utilizado durante mucho tiempo como material de construcción y es uno de los elementos constructivos más antiguos que el hombre ha utilizado para la construcción de sus viviendas y otras edificaciones.

Los ensayos de las propiedades físicas y mecánicas de las maderas se realizan bajo normas, generalmente con el objeto de proponer los usos probables y dar al ingeniero los datos necesarios para el cálculo de estructuras de maderas. Es necesario que los datos obtenidos permitan el uso adecuado de la madera en una proporción mínima, y que garanticen seguridad en cuanto a parámetros de diseño.

El comportamiento físico de la madera está constituido por una serie de propiedades tales como contenido de humedad, densidad, peso específico, etc., las cuales en conjunto pueden definirse como propiedades físicas de la madera.

Las características más significativas de las propiedades mecánicas de la madera son: Flexión estática, compresión paralela y perpendicular a las fibras, dureza brinnell, corte o cizallamiento paralelo a las fibras, tracción paralelo a las fibras, rajadura, y extracción de clavos. Todas estas propiedades son analizadas mediante criterios de Resistencia de Materiales

Las normas empleadas para la fabricación de las probetas utilizadas en estos ensayos se establecen según las Normas ASTM (American Society for Testing and Materials) y siendo la norma **ASTM D-143-94** la que se utiliza.

En resumen se puede decir que la selección y utilización de la madera de una determinada especie con fines industriales, sólo podrán ser realizadas con el conocimiento preciso de las cualidades tanto físicas como mecánicas de la madera.

El plan de estudio que se detalla posteriormente se centra exclusivamente en el análisis del comportamiento de la madera ante esfuerzos de compresión paralelo y perpendicular a las fibras.

5.1.2 Generalidades de la madera estructural.

Los árboles están diseñados por la naturaleza para resistir con eficacia los esfuerzos a los que va a estar sometido en su vida; principalmente los esfuerzos de flexión producidos por la acción del viento y los de compresión producidos por las acciones gravitatorias como peso propio, lluvia y granizo.

El crecimiento y desarrollo de los pueblos conlleva a ocupar una mayor parte de la madera para efectos de construcción especialmente en la parte civil, es por ello que en la actualidad se utiliza la madera estructural la cual comprende piezas de grandes escuadrías en las que aparecen numerosos defectos o particularidades como nudos, grietas o rajaduras. Por este motivo, la tendencia actual también es la de estudiar e investigar en piezas de madera comerciales o reales que permiten evaluar mejor la presencia e influencia de dichas particularidades.

La orientación de las fibras que componen la madera da lugar a la anisotropía de su estructura, por lo que a la hora de definir sus propiedades mecánicas hay que distinguir siempre entre la dirección perpendicular y la dirección paralela a la fibra. Este punto es importante ya que radica la principal diferencia de comportamiento frente a otros materiales utilizados en estructuras como el acero y el hormigón. Las resistencias y módulos de elasticidad en la dirección paralela a la fibra son mucho más elevados que en la dirección perpendicular.

5.2 PARTICULARIDADES DE LOS ENSAYOS DE COMPRESIÓN Y TRACCION.

5.2.1 Observaciones generales

El objetivo del ensayo es determinar experimentalmente las propiedades mecánicas de la madera. Desde el punto de vista de la Resistencia de Materiales, el ensayo de compresión y de tracción son el mismo caso de gestión, es decir que un número de principios frecuentes que se desarrollan a

través del ensayo de tensión son igualmente aplicables al ensayo de compresión.

Los términos ensayo de tensión y de compresión usualmente se usan para referirse a ensayos en los cuales una probeta preparada es sometida a una carga monoaxial gradualmente creciente (es decir, estática) hasta que ocurra la falla.

En un **ensayo de tensión simple**, la operación se realiza sujetando los extremos opuestos de la pieza de material y separándolos, la probeta se alarga en una dirección paralela a la carga aplicada. En un **ensayo de compresión**, se logra sometiendo una pieza de material a una carga en los extremos que produce una acción aplastante, en este caso la probeta se acorta.

Las probetas son cilíndricas o prismáticas en su forma y de sección transversal constante a lo largo del tramo dentro del cual se toman las mediciones.

Cuando se realizan debidamente y en probetas adecuadas, estos ensayos, entre todos los demás, se acercan más a la evaluación de las propiedades mecánicas fundamentales, con la finalidad de ser aplicados al diseño, aunque debe advertirse que las propiedades en tensión y en compresión no son necesariamente suficientes para permitir la predicción del desempeño de los materiales bajo todas las condiciones de carga. Además los ensayos apropiadamente ejecutados en partes específicas de un elemento deseado, pueden ser valiosos para indicar directamente el desempeño de tales partes bajo las cargas en servicio.

5.2.2 Aplicaciones correspondientes a estos tipos de ensayos

La resistencia a la tensión de la madera es relativamente alta, pero no se la puede siempre utilizar efectivamente en miembros estructurales, debido a su baja resistencia al esfuerzo cortante el cual es causante de la falla en las conexiones que utilizan uniones con pernos, anillos de presión, o placas; antes de que la resistencia a la tensión de un miembro pueda desarrollarse. Así pues, en lo respectivo a los esfuerzos directos, el ensayo de compresión de la madera es de mayor significación práctica que el de tensión.

La máquina para ensayos de compresión en madera está diseñada de tal forma que desarrolle actividades exclusivas respecto al ensayo de compresión para las dimensiones de la probeta de madera según la norma ASTM D-143.

El diseño de la máquina satisface las necesidades para la ejecución de los ensayos de compresión paralela a la fibra de la madera, en la figura 5.1 se puede observar las formas correctas de ejecución en el ensayo de compresión.

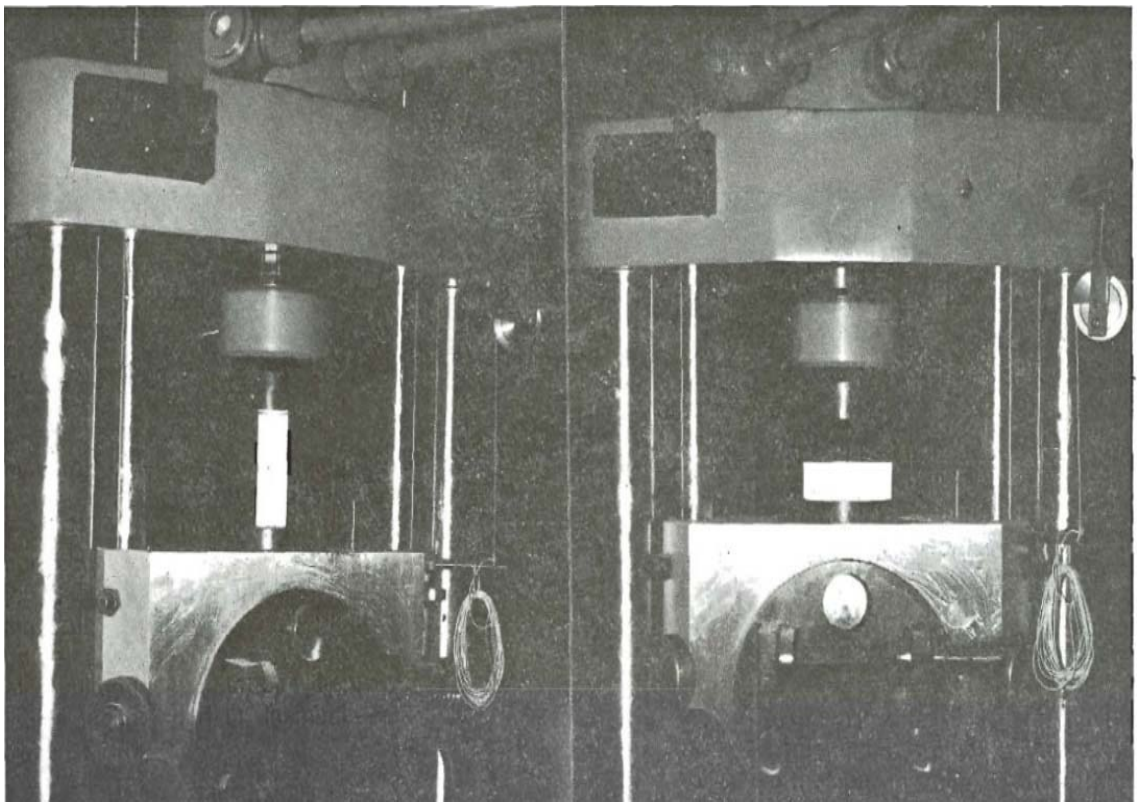


Figura 5.1 *Formas correctas de ejecución del ensayo de compresión.* [50]

A la izquierda, ensayo a compresión paralela a la fibra en una probeta de madera, a la derecha, ensayo a compresión perpendicular a la fibra en una probeta de madera.

[50] http://www.caracteristicas_fiso-mecanicas.com/archivo_783_16668.pdf

5.3 TEORIA DEL ENSAYO DE COMPRESIÓN EN MADERA.

5.3.1 Generalidades.

"Como se mencionó anteriormente, este ensayo se realiza para la determinación de las propiedades mecánicas de la madera sometida a esfuerzos de compresión, mediante estas pruebas se deben determinar datos para la construcción del gráfico de esfuerzo versus deformación unitaria $\sigma - \varepsilon$. Por medio de este diagrama se determinan los límites convencionales de proporcionalidad (elasticidad), fluidez y resistencia, mediante métodos gráficos" [39]

Para obtener las propiedades mecánicas a compresión se debe someter a la probeta a compresión axial, medir las variables: fuerza y acortamiento **(Δl ó δ),** a incrementos conocidos de fuerza y deformación. Con los datos obtenidos se deben construir gráficos de **F - δ** y $\sigma - \varepsilon$.

Las partes iniciales de las curvas de esfuerzo - deformación en compresión mantienen la misma naturaleza general que en tensión. Por lo tanto, se pueden definir varias propiedades de los materiales de la fracción inicial de la misma manera que se hace en tensión, tales como el módulo elástico, el límite proporcional y el esfuerzo de cedencia.

En efecto, ocurren resultados opuestos, en el sentido de que el aumento de la sección recta del área causa que la curva de esfuerzo-deformación aumente o se eleve rápidamente en vez de mostrar un máximo.

Como resultado de lo anterior, no existe una carga máxima en compresión antes de la fractura de acuerdo al diagrama esfuerzo-deformación y la resistencia última es la misma que la resistencia a la fractura. Los materiales frágiles y los moderadamente dúctiles se fracturarán en compresión, pero muchos metales dúctiles y polímeros nunca se fracturarán; más bien, el espécimen se deforma en una forma de pancake muy grande en diámetro y de espesor delgado hasta que la carga requerida para continuar la deformación se hace tan grande que el ensayo se debe suspender.

[39] http://www.residtencia_materiales.com/guia _de_ laboratorio/compresion.pdf.

Es importante mencionar que para logar un buen entendimiento del diagrama esfuerzo – deformación, se procede al estudio del diagrama mencionado en tensión; ya que se pueden obtener algunas propiedades de los materiales a compresión de la misma forma que se las establece en tensión.

5.3.2 Diagrama Esfuerzo – Deformación ( ).

La curva esfuerzo - deformación se obtiene a partir de los datos de carga – elongación (deformación), P - ΔL, de la manera siguiente. El esfuerzo se obtiene dividiendo la carga P, en cada momento, entre el área original del espécimen, A_o. La deformación se obtiene dividiendo la elongación, ΔL, en cada instante, entre la longitud de calibre original, L_o. Por tanto, cada punto de la curva de P – ΔL, figura 5.2 (a) se convierte en σ y ε mediante las formulas:

— y —

Los puntos convertidos que se utilizan para trazar la curva σ - ε, figura 5.2 (b), tienen fundamentalmente la misma forma que la curva F – ΔL.

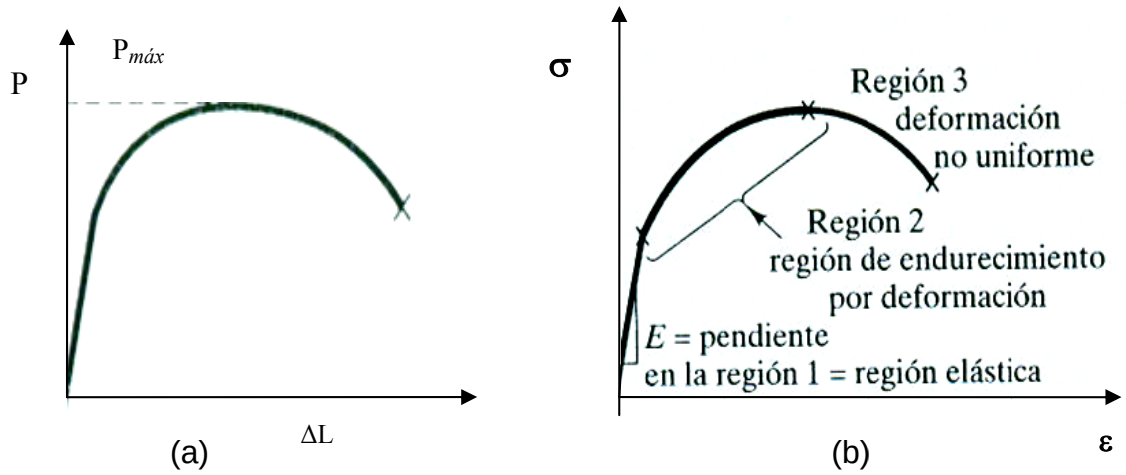


Figura 5.2 *Conversión de: (a) una curva de carga – elongación a (b) una curva esfuerzo deformación* [51]

Técnicamente, el límite elástico de fluencia se presenta cuando se observa una deformación plástica. La observación de deformación plástica depende, sin embargo de la sensibilidad de los dispositivos de medición de la deformación.

[51] MANGONON, Pat. L., "Ciencia de Materiales Selección y Diseño", Primera Edición, Editorial Prentice Hall, México, 2001, página 141.

En la figura 5.3(a) se puede dibujar con claridad un esfuerzo de fluencia superior y un esfuerzo de fluencia inferior. El esfuerzo de fluencia inferior se informa como el valor conservador. La mayor parte de los materiales no presentan una definición tan marcada del punto donde termina la porción lineal, figura 5.3(b). En este caso, se determina el esfuerzo de fluencia realizando un desplazamiento del origen de la curva **σ - ε** una cantidad específica de deformación que normalmente es de 0.002 (0.2%).

Se traza entonces una línea recta o paralela a la porción lineal de la curva **σ-ε.** El esfuerzo de fluencia se obtiene en la intersección de la línea desplazada con la curva **σ - ε.** El esfuerzo de fluencia se indica como esfuerzo de fluencia con 0.2% de deformación.

El esfuerzo de fluencia obtenido por el método de deformación se usa comúnmente para fines de diseño y especificación porque evita las dificultades prácticas de medir el límite elástico o el límite proporcional.

Cuando prácticamente no hay una porción lineal en la curva **σ - ε,** el método de deformación no es aplicable. En este caso, el esfuerzo de fluencia se define como el esfuerzo correspondiente a cierta deformación total.

El esfuerzo máximo de fluencia ó esfuerzo último, es la carga máxima dividida entre la sección transversal original del espécimen.

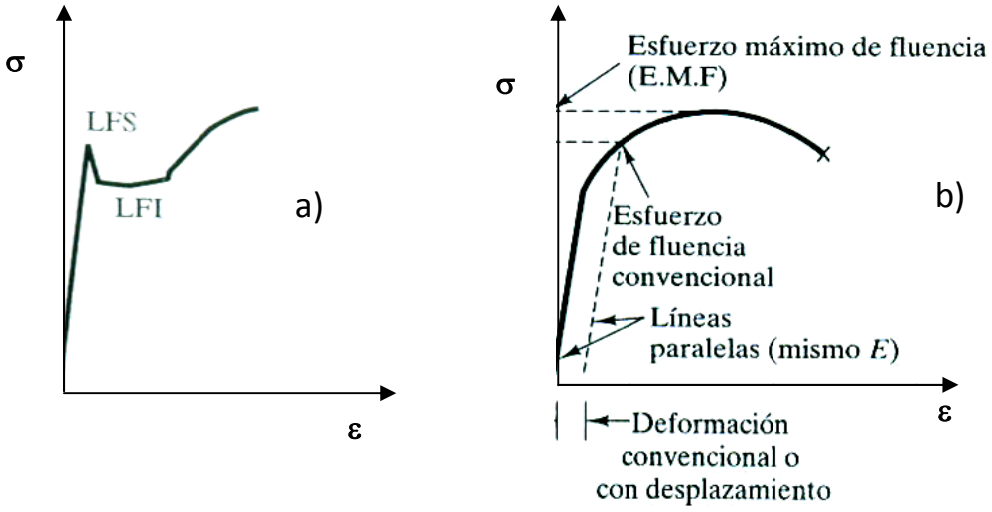


Figura 5.3 *Dos tipos de curvas esfuerzo-deformación y método para determinar el esfuerzo de fluencia. (a) límite de fluencia superior e inferior; (b) deformación convencional o con desplazamiento.*

Durante muchos años los proyectistas han utilizado el esfuerzo máximo de fluencia o esfuerzo último, reducido por un factor de seguridad, como criterio de falla por diseño para la capacidad de soporte de cargas estáticas de un material. Los procedimientos actuales de diseño emplean el esfuerzo de fluencia como criterio de falla de diseño de soporte de cargas estáticas. Para los materiales frágiles el esfuerzo último sigue siendo un criterio válido.

5.3.2.1 Zonas del diagrama esfuerzo – deformación

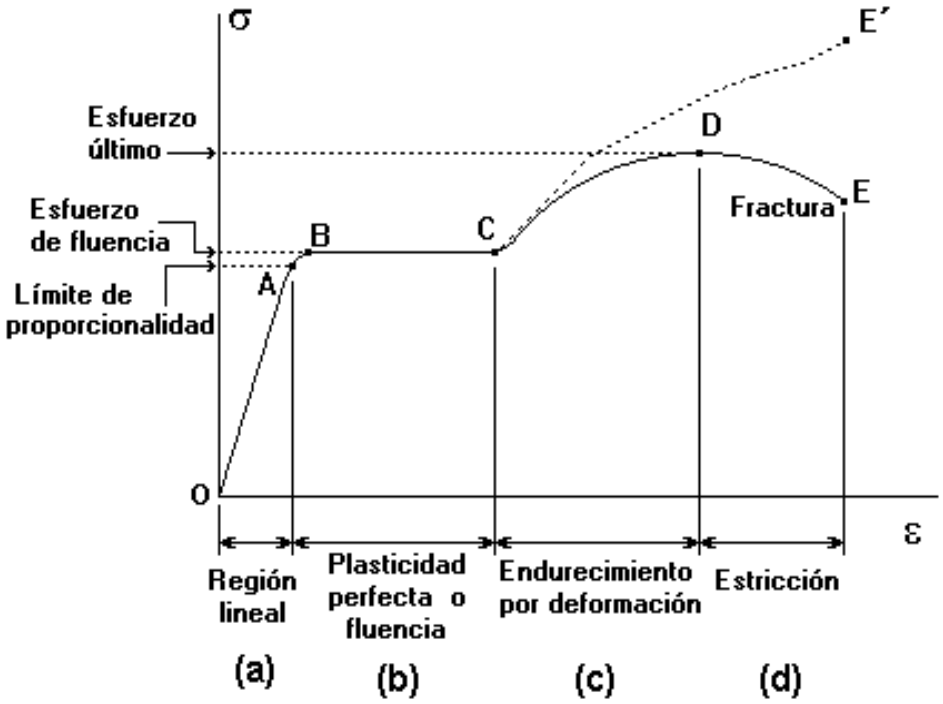


Figura 5.4 *Diagrama esfuerzo-deformación de materiales dúctiles en tensión (fuera de escala).*

En la figura 5.4 se muestra el diagrama esfuerzo - deformación ideal representativa de los materiales dúctiles**.**

5.3.2.1.1 Región lineal (a)

El diagrama empieza con una línea recta desde O hasta A. En esta región, el esfuerzo y la deformación son directamente proporcionales, y se dice que el comportamiento del material es lineal.

Después del punto A ya no existe una relación lineal entre el esfuerzo y la deformación, por lo que el esfuerzo en el punto A se denomina "límite de proporcionalidad" (valor de la tensión por debajo de la cual el alargamiento es proporcional a la carga aplicada).

La relación lineal entre el esfuerzo y la deformación puede expresarse mediante la ecuación:

$$\boldsymbol{\sigma = E * \varepsilon}$$ (Ley de Hooke)

Donde: $\boldsymbol{\sigma}$ = Esfuerzo sobre la barra.

$\boldsymbol{E}$ = Es el módulo de elasticidad del material.

$\boldsymbol{\varepsilon}$ = Deformación unitaria

El módulo de elasticidad es la pendiente del diagrama esfuerzo - deformación en la región linealmente elástica, y su valor depende del material que se utilice.

Este módulo puede ser interpretado como la rigidez, o sea, la resistencia de un material a la deformación elástica. Cuanto mayor es el módulo, más rígido es el material, o sea, menor es la deformación elástica que se origina cuando se aplica un determinado esfuerzo.

La deformación elástica no es permanente, lo cual significa que cuando se retira la fuerza, la pieza vuelve a su forma original. Tal como se muestra en el diagrama esfuerzo – deformación de la figura 5.5, la aplicación de la carga corresponde al movimiento desde el origen a lo largo de la línea recta. Al retirar la carga, la línea es recorrida en la dirección opuesta volviendo al origen.

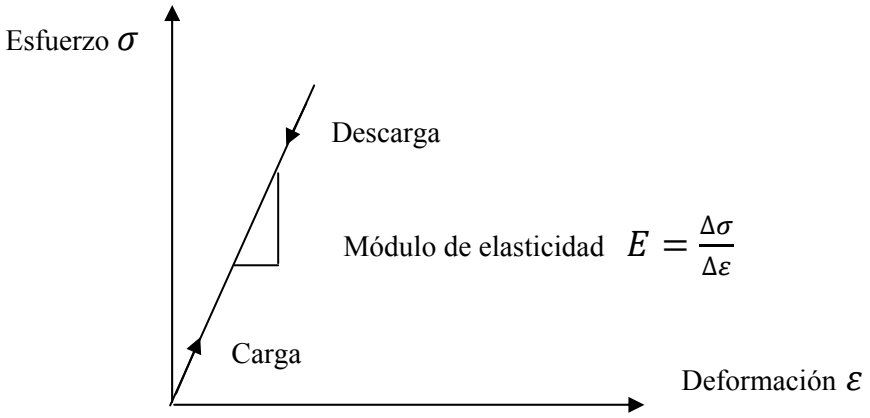


Figura 5.5 *Diagrama esquemático esfuerzo – deformación con deformación elástica lineal para ciclos de carga y descarga* [52]

[52] CALLISTER, William D., "Introducción a la Ciencia e Ingeniería de los materiales", Editorial Reverté, España, 2007, página 119.

Al incrementar la carga más allá del límite de proporcionalidad, la deformación empieza a aumentar más rápidamente para cada incremento en esfuerzo. La curva de esfuerzo deformación asume luego una pendiente cada vez más pequeña, hasta que el punto B de la curva se vuelve horizontal.

5.3.2.1.2 Plasticidad perfecta o fluencia (b)

A partir del punto B se presenta un alargamiento considerable, con un incremento prácticamente inapreciable en la fuerza de tensión (desde B hasta C en el diagrama). Este fenómeno se conoce como fluencia del material, y el esfuerzo en el **punto B se denomina esfuerzo de fluencia o punto de fluencia**. En la región de B hasta C, el material se vuelve perfectamente plástico, lo que significa que puede deformarse sin un incremento en la carga aplicada.

5.3.2.1.3 Endurecimiento por deformación (c)

Después de sufrir las grandes deformaciones que se presentan durante la fluencia en la región BC el material empieza a mostrar un endurecimiento por deformación. Durante este proceso, el material sufre cambios en sus estructuras cristalina y atómica, lo que origina un incremento en la resistencia del material a futuras deformaciones. Por tanto, un alargamiento adicional requiere de un incremento en la carga de tensión, y el diagrama esfuerzo-deformación toma una pendiente positiva desde C hasta D.

Finalmente la carga alcanza su valor máximo y el esfuerzo correspondiente en el **punto D se denomina esfuerzo último**. De hecho, el alargamiento posterior de la barra se acompaña de una reducción en la carga y finalmente se presenta la fractura en un punto E, tal como se indica en la figura 5.4.

Se presenta una contracción lateral de la muestra cuando se alarga, lo que origina una reducción en el área de la sección transversal. La reducción en el área es muy pequeña como para tener un efecto apreciable en el valor de los esfuerzos calculados antes del punto C, pero más allá de este punto la reducción comienza a modificar el perfil

del diagrama. Desde luego, el esfuerzo real es mayor que el esfuerzo nominal debido a que se calcula con un área menor.

5.3.2.1.4 Estricción (d)

En la cercanía del esfuerzo último, la disminución del área se aprecia claramente y ocurre un estrechamiento pronunciado de la barra, conocido como estricción. Si para el cálculo del esfuerzo se emplea el área de la sección transversal en la parte estrecha del cuello ocasionado por la estricción, la curva real esfuerzo - deformación seguirá la línea punteada CE'. La carga total que puede resistir la probeta se ve efectivamente disminuida después de que se alcanza el esfuerzo último (curva DE), pero esta disminución se debe al decremento en área de la probeta y no a una pérdida de la resistencia misma del material. En realidad, el material soporta un aumento de esfuerzo hasta el punto de falla (punto E').

Sin embargo, con fines prácticos la curva esfuerzo - deformación convencional OABCDE, basada en el área transversal original de la muestra y que, por lo tanto, se calcula fácilmente, suministra información satisfactoria para emplearla en el diseño. La ductilidad de un material a tensión puede caracterizarse por su alargamiento total y por la disminución de área en la sección transversal donde ocurre la fractura.

5.3.3 Diagrama esfuerzo - deformación para materiales frágiles y dúctiles.

En materiales frágiles, incluyendo muchos cerámicos, el esfuerzo de fluencia, la resistencia a la tracción y el punto de rotura tienen un mismo valor. En muchos materiales frágiles no se puede efectuar con facilidad el ensayo de tensión debido a la presencia de defectos de superficie. Mientras que en los materiales dúctiles la curva esfuerzo-deformación generalmente pasa por un valor máximo, este esfuerzo máximo es la resistencia del material a la tracción o compresión. La falla ocurre en la probeta sin que se aprecie claramente, la misma se origina a un esfuerzo menor después de que en el manómetro se pueda apreciar que la aguja indicadora de presión empiece a descender del valor máximo aplicado a la probeta, entonces si aplicamos un pequeño

incremento de presión a la probeta y lo mantenemos constante se podrá apreciar el ángulo de falla del espécimen.

En la figura 5.7 se muestra la curva esfuerzo – deformación para materiales frágiles y dúctiles.

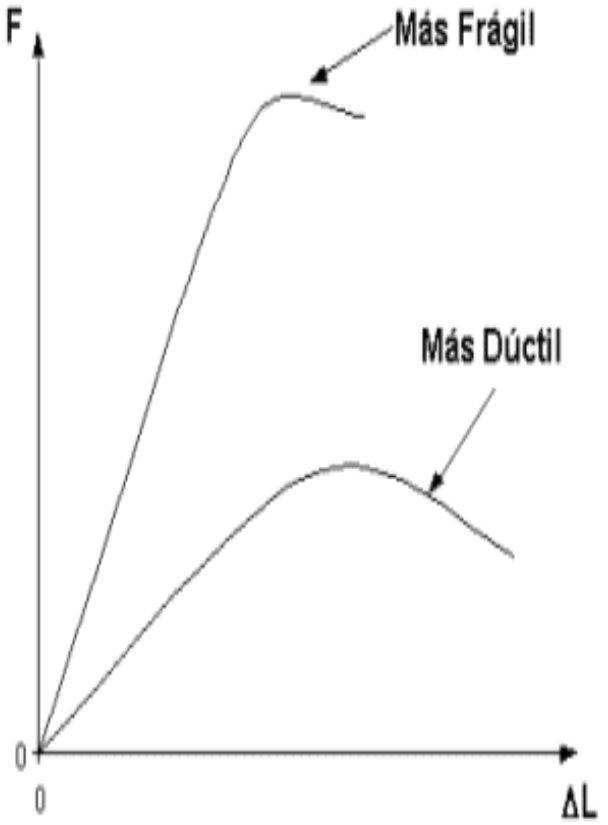


Figura 5.6 *Diagrama esfuerzo – deformación para materiales frágiles y dúctiles*

5.3.4 Diagrama Esfuerzo – Deformación generado en compresión.

5.3.4.1 Grafico Esfuerzo - Deformación para la madera.

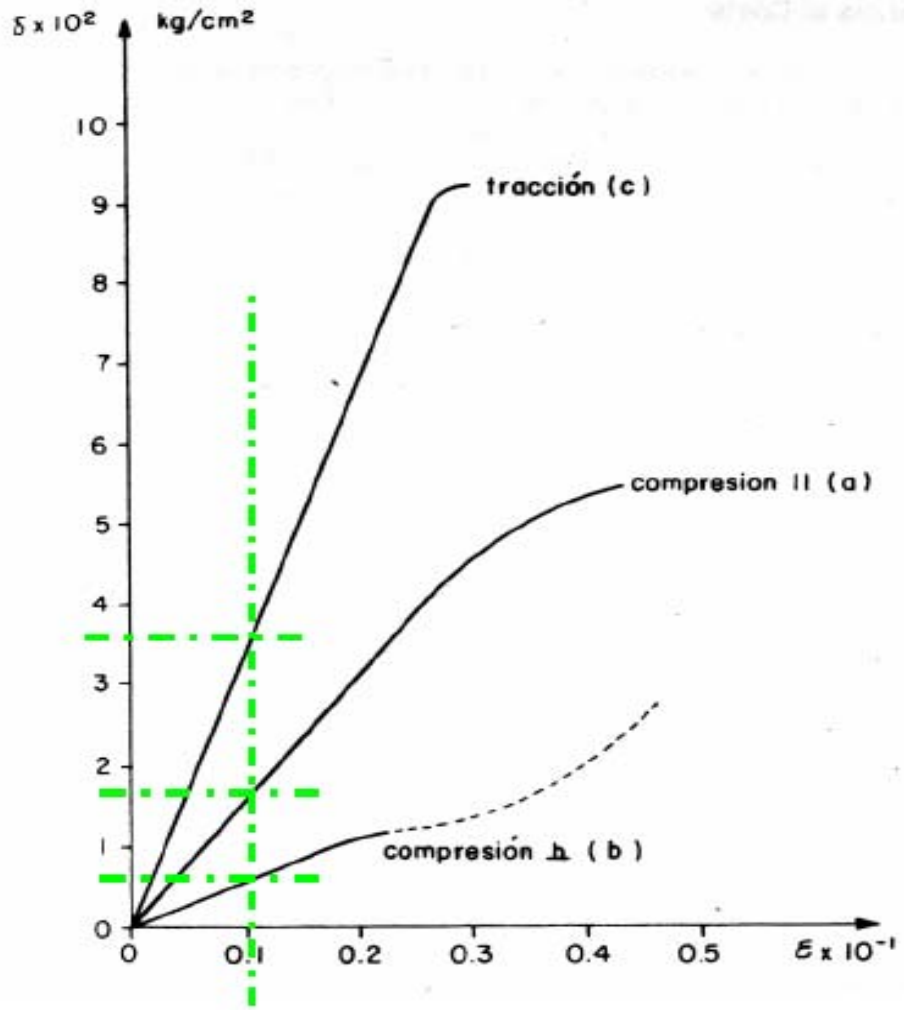


Figura 5.7 *Diagrama esfuerzo – deformación para maderas, a) Compresión paralela a las fibras, b) Compresión perpendicular a las fibras, c) Tracción paralela a las fibras.* [53]

5.3.5 Análisis de los esfuerzos generados en el plano de falla en la probeta

5.3.5.1 Variación de los esfuerzos en función de la oblicuidad de una sección.

En el caso de tensión axial de una barra prismática, figura 5.9 a, el esfuerzo sobre una sección recta *mn* es uniforme y su magnitud es $\sigma = P/A$. Consideremos ahora el estado de tensión sobre una sección transversal oblicua *pq* que corta a la barra formando un ángulo $\emptyset$ con la sección transversal normal *mn.*

[53] http://webdelprofesor.ula.ve/arquitectura/argicast/publicaciones/Fundamentos%20de%20Dise%F1o%20Estructural_Materiales.pdf

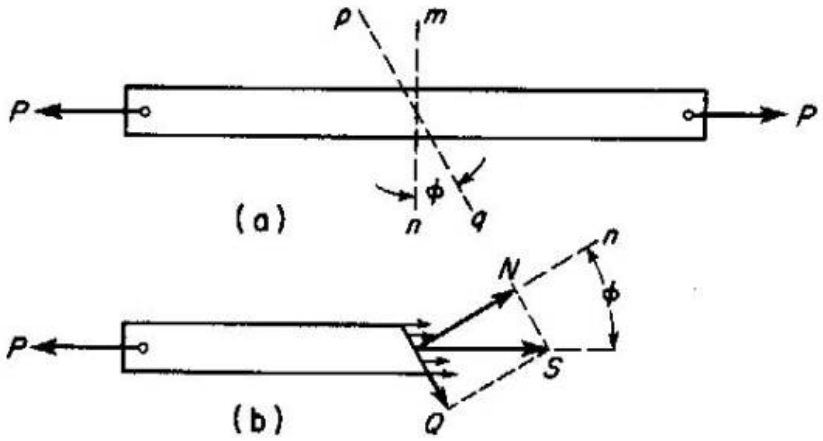


Figura 5.8 *Barra prismática sometida a tensión axial.* [54]

Primero consideremos aislada la porción de barra situada a la izquierda de la sección oblicua *pq* como un cuerpo libre y representemos la acción de la parte eliminada sobre este cuerpo libre por la resultante de esfuerzos *S*, como se indica en la figura 5.9 b. Por la condición de equilibrio, esta fuerza interna *S* debe ser igual, opuesta y colineal con respecto a la fuerza externa *P* tal corno se indica. Descomponiendo la fuerza *S* en las componentes *N* y *Q* normal y tangencial respectivamente al plano *pq*, tenemos:

$$N = P \times Cos\emptyset \quad ; \quad Q = P \times Sen\emptyset \qquad \text{(a)}$$

Puesto que el área de la sección oblicua *pq* es:

$$A' = A/Cos\emptyset$$

Los esfuerzos correspondientes son:

$$\left.\begin{aligned} \sigma_n &= \frac{N}{A'} = \frac{P}{A}\, Cos^2\emptyset \\ \tau_n &= \frac{Q}{A'} = \frac{1}{2}\frac{P}{A}\, Sen\, 2\emptyset \end{aligned}\right\} \qquad (2.1)$$

Se les denomina, respectivamente, *esfuerzo normal* y *esfuerzo cortante* sobre la sección oblicua *pq*, cuya inclinación con respecto a la sección recta está definida por **Ø**. Por tanto, cuando *Ø = 0* y la sección *pq* coincide con la sección normal o recta *mn,* las ecuaciones (2.1) dan

$$(\sigma_n)_{max} = \frac{P}{A} \qquad \text{(b)}$$

[54] http://www.utp.edu.co/~gcalle/Contenidos/Biblio.htm

y $\tau = 0$, como debe ser. Sin embargo, cuando $\emptyset$ aumenta, el esfuerzo normal σ_n, disminuye hasta que, cuando $\emptyset = \pi/2$, $\sigma_n = 0$. Según esto, en una barra prismática sometida a tracción no existe esfuerzo lateral normal entre las fibras longitudinales. Por otra parte, cuando el ángulo $\emptyset$ aumenta, el esfuerzo cortante (τ) aumenta hasta un valor máximo cuando $\emptyset = \pi/4$, y luego disminuye a $\tau = 0$, cuando $\emptyset = \pi/2$.

— (c)

Estas observaciones conducen a considerar más detenidamente la cuestión del esfuerzo de una barra a tracción (*compresión*) simple. "Si la barra está construida por un material que sea mucho más débil a la cizalladura que a la compresión, puede ocurrir que se produzca el fallo debido al deslizamiento relativo entre dos partes de la barra en un plano inclinado a 45° en que el esfuerzo de cortadura es máximo, en comparación con una rotura directa por una sección normal en la que el esfuerzo normal es máximo. Por ejemplo, un poste corto de madera cargado en compresión axial, como representa la figura 5.10, debe romperse realmente por cortadura a lo largo de melladuras que forman aproximadamente un plano inclinado 45° con el eje del poste." [41]

En tal caso se debe especificar el valor de ***P/A*** para el que se produce la rotura, como resistencia a la rotura de la madera en compresión, aunque el fallo no sea una verdadera rotura por compresión del material.

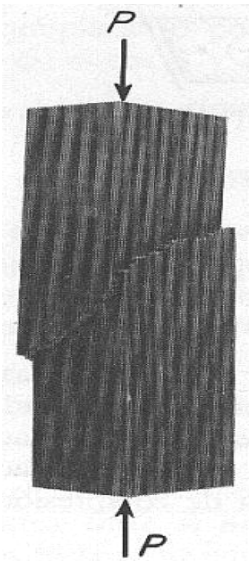


Figura 5.9 *Fractura de un poste corto de madera sometido a compresión.* [55]

[41] http://www.utp.edu.co/~gcalle/Contenidos/Biblio.htm
[55] Idem.

5.4 ENSAYO DE COMPRESION EN MADERA

5.4.1 Maquinaria, materiales e instrumentación de medida.

Para la aplicación de la fuerza se usa una máquina para ensayos de compresión. Para la obtención de las dimensiones de las probetas se usan instrumentos convencionales de medición como son un calibrador, un micrómetro o un flexómetro.

5.4.1.1 Probetas

En un intento de tipificar los métodos de ensayo, la Sociedad Americana de Ensayos de Materiales, comúnmente conocida por A.S.T.M., ha redactado especificaciones que son de uso común en U.S.A y numerosos países de América y Europa. Dentro de sus redacciones se muestran incluidos los detalles respecto a las características y dimensiones de la probeta a usarse en el ensayo de compresión.

"Las probetas de madera se construyen de acuerdo a las especificaciones de la Norma ASTM D-143-94 en la cual se especifica que:" [42]

- ✓ Las probetas serán paralelepípedos rectos de 50 x 50 x 200 (mm) medidos con una precisión de ± 0,3 mm.
- ✓ No deben presentar fallas ni defectos, debe ser madera limpia (sin nudos y rajaduras).
- ✓ Las secciones transversales extremas de la probeta deben ser paralelas entre sí y perpendiculares a su eje longitudinal. La probeta debe tener su eje longitudinal paralelo a la dirección de la fibra con dos de sus caras opuestas paralelas a los anillos de crecimiento.

Ensayo	Dimensión (cm)	Norma
Flexión estática	5.0 x 5.0 x 76.0	ASTM D-143-94
Compresión paralela	5.0 x 5.0 x 20.0	ASTM D-143-94
Compresión perpendicular	5.0 x 5.0 x 15.0	ASTM D-143-94
Dureza Brinnell	5.0 x 5.0 x 15.0	ASTM D-143-94
Cizallamiento	5.0 x 5.0 x 6.30	ASTM D-143-94
Extracción de clavos	5.0 x 5.0 x 15.0	ASTM D-143-94

Tabla 5.1 *Normas ASTM empleadas para la fabricación de las probetas de madera utilizadas en los ensayos de las Propiedades Mecánicas.* [12]

[42] http://www.ciencia.y.tecnologia.com/propiedades/fiso_mecanicas/articulo_1. pdf
[12] Idem.

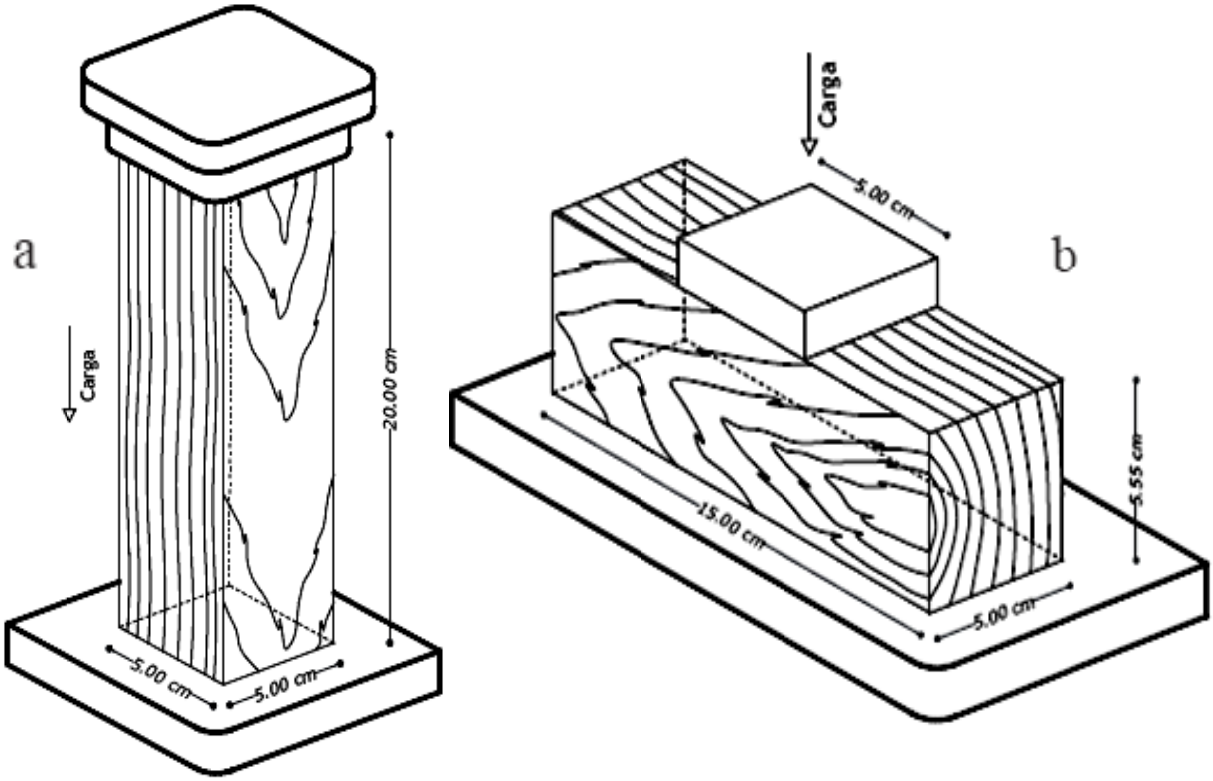


Figura 5.10 *a) Probeta y accesorios para el ensayo de compresión paralela a las fibras; b) Probeta y accesorios para el ensayo de compresión perpendicular a las fibras.*

En las figuras 5.10 a y 5.10 b se puede apreciar las dimensiones de las probetas correspondientes a la norma, y los accesorios utilizados en los ensayos de las propiedades mecánicas de la madera.

5.4.2 Condiciones para realizar el ensayo.

- ✓ Que el material a ensayar sea homogéneo.
- ✓ Que la sección longitudinal y transversal de la probeta sea completamente recta.
- ✓ Los extremos de las probetas de compresión deben ser planos y paralelos.
- ✓ Que la carga se aplique axialmente y que se comporte puramente a compresión.
- ✓ La Velocidad del ensayo será constante.

5.4.3 Consideraciones de la máquina para efectuar el ensayo.

Antes de usar una máquina de ensayo por primera vez, el operador debe familiarizarse con el equipo, sus controles, sus velocidades, la acción del mecanismo de carga y el valor de las graduaciones del indicador de carga.

Antes de poner una probeta en la máquina, debe comprobarse que el dispositivo de carga de la máquina dé la indicación de carga cero y se hagan los ajustes si fuese necesario.

Cuando se coloca una probeta en una máquina, el dispositivo de sujeción o contacto superficial debe revisarse para garantizar que funcione debidamente. Si se usan alzas o guarniciones para acortar la distancia de recorrido del émbolo, estas deben fijarse en una posición correcta.

La probeta se debe colocar en el centro y alinearse debidamente de tal forma que resulte conveniente realizar las observaciones en las líneas de calibración y alineación, este punto es muy importante ya que con una correcta alineación se evita un descentramiento de la carga y por lo tanto se evita la Flexión, es por este caso que las normas recomiendan probetas cortas con sus respectivas medidas, para minimizar este efecto.

La velocidad del ensayo será moderada (lenta) y no deberá ser mayor que aquella a la cual las lecturas de carga y desplazamiento pueden tornarse dificultosas visualmente con el grado de exactitud deseado.

5.4.4 Pasos a seguir para la ejecución del ensayo.

- ✓ **Preparar la máquina.-** Antes del cumplimiento de cada sesión de ensayos inspeccione y de cumplimiento a los parámetros que se indican en los manuales de mantenimiento y operación de la máquina, para de esta manera evitar cualquier inconveniente.
- ✓ **Obtener la probeta de madera con las medidas correspondientes.-** Se debe cumplir estrictamente las medidas que se detallan en las normas ASTM D-143-94 para la construcción de las probetas.
- ✓ **Establecer las medidas iniciales.-** Se llevará un registro de las medidas iniciales de la probeta para luego compararlas y analizarlas con sus medidas finales al término del ensayo.
- ✓ **Marcar la probeta.-** Señale una línea horizontal en los dos extremos a 25 mm de longitud respecto a las caras de sus lados. Estas medidas se establecen deacuerdo a investigaciones realizadas via internet en las cuales

se indican idénticos valores para el proceso de señalizacion en las probetas, en las siguientes figuras se indicas estas similitudes.

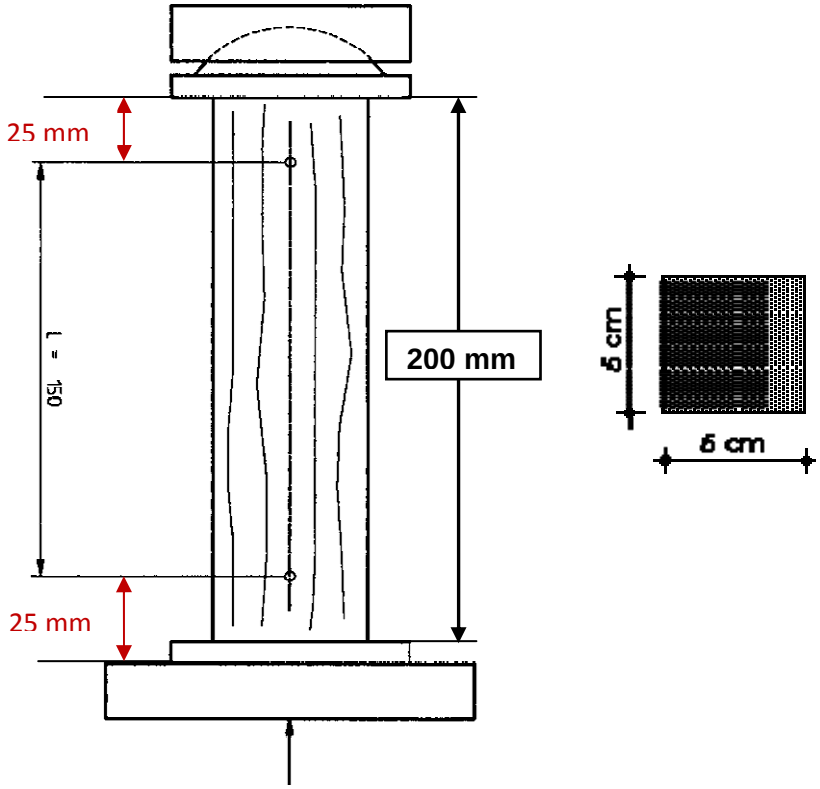


Figura 5.11 *Medidas estándares a las cuales se debe marcar la probeta.* [56]

- ✓ **Instalar los accesorios para probeta.-** Estos se colocarán de acuerdo a los niveles de referencia que se establecieron en el punto anterior, los pernos de sujeción de estos accesorios deben ser ajustados moderadamente con la mano, de modo que estos no influyan en los resultados del ensayo.
- ✓ **Colocar el reloj comparador.-** Se debe instalar con sumo cuidado en el espacio destinado para este elemento, es importante mencionar que el manipulador de este accesorio debe seguir un orden lógico a fin de evitar posibles caídas.
- ✓ **Coloque la probeta con sus respectivos accesorios en la máquina para ensayos de compresión.**
- ✓ **Alinee correctamente la probeta respecto al eje axial de la maquina.-** Se deben generar iguales márgenes de distribución respecto a las caras laterales de la probeta y al eje axial que pasa por el centro del cilindro hidráulico, los platos superior e inferior y la esfera.

[56] http:// www.ucn.cl/FacultadesInstitutos/laboratorio/ensayosm3.htm.

- ✓ Considere estas advertencias a fin de evitar que se generen posibles momentos flectores lo que conduciría a que la probeta falle incorrectamente haciendo invalido el ensayo y generando pérdidas materiales al invalidar la probeta de madera.
- ✓ **Proporcione la fuerza de presión.-** Esto se debe hacer hasta lograr el punto de contacto entre probeta, plato inferior y base para probeta, es importante mencionar que la fuerza aplicada a la palanca de la bomba debe ser mínima a fin de lograr un contacto mínimo entre los elementos citados.
- ✓ **Realice una inspección.-** Asegúrese de que la probeta este correctamente colocada, centrada y alineada.
- ✓ **Encere la regleta del reloj comparador.**
- ✓ **Proporcione la fuerza de presión.-** Esto se logra aplicando una fuerza de manera lenta y constante a través de la palanca de la bomba hidráulica manual. En simultáneo, registre las lecturas que proporcionan tanto el manómetro como el reloj comparador de acuerdo a los rangos de medición más acertados. Estos rangos de medición se establecen más adelante.
- ✓ **Ejecute el ensayo** hasta obtener una falla o ruptura de la probeta, para de esta manera poder apreciar el ángulo de falla.
- ✓ **Retire los accesorios para probeta.-** Este punto es de mucha importancia ya que de no seguir el orden detallado podrían generarse posibles daños del reloj comparador.

  Una vez terminado el proceso de ensayo de compresión se procede a retirar la probeta junto a sus respectivos accesorios, para esto con una mano sostenga la probeta adecuadamente y con la otra mano afloje la válvula de liberación de presión. Es importante mencionar esto ya que al momento de liberar la presión del sistema la probeta que está sometida a presión también queda libre y por efectos de peso y gravedad esta puede caer al piso dañando el reloj comparador.
- ✓ **Realice un análisis adecuado, y establezca conclusiones del ensayo.**

5.5 EJECUCIÓN DE LA PRACTICA EN LA MAQUINA PARA ENSAYOS DE COMPRESIÓN.

Se procede a la ejecución del ensayo con aplicaciones de presión en un rango de 250 PSI hasta alcanzar los 1000 PSI, y luego en un rango de 200 PSI hasta

alcanzar la medida máxima final a la cual cede o se rompe la madera. Esta medida máxima está definida por el tipo de madera a ensayar siendo un aproximado de 5200 PSI para maderas suaves (laurel) y de 7200 PSI para maderas duras (Tangare); estas acciones se realizan con el fin de obtener los valores de desplazamiento correspondientes a los rangos de presión señalados.

Para la toma de datos es conveniente preparar la siguiente tabla para cada una de las probetas ensayadas.

Tipo de madera de la probeta:			
Dimensiones iniciales de la probeta (mm)		**Dimensiones finales de la probeta (mm)**	
Presión (Pr) (PSI)	**Constante Area del émbolo (plg^2)**	**Fuerza o carga P = Pr × A (KgF)**	**Deformación (ΔL o δ) (centésimas de mm)**
0	**3,1416**	0,000	0.000
250	**3,1416**	356,25	0.080
500	**3,1416**	712,50	0.090
750	**3,1416**	1068,75	0.110
7200	**3,1416**	**10260.04**	**0.690**

Tabla 5.2 *Tabla para anotaciones correspondientes al ensayo.*

Es importante mencionar que los valores de: **constante de área y fuerza** se obtienen de la siguiente manera:

Dato del catalogo, sección cilindros:

$$\emptyset\ \boldsymbol{interno\ del\ cilindro} = 2\ plg \quad \therefore \quad r = 1\ plg$$

$$\boldsymbol{A} = \boldsymbol{\pi \cdot r^2} = \pi \cdot (1\ plg)^2 = 3{,}1416\ plg^2$$

$$\boldsymbol{P} = \boldsymbol{Pr \cdot A} = 250\ psi \cdot 3{,}1416\ plg^2 = 785{,}398\ Lbf \left(\frac{4{,}44822\ N}{1\ Lbf} \cdot \frac{1 Kgf}{9{,}80665\ N}\right)$$

$$\boldsymbol{P} = 356{,}25\ Kgf$$

5.5.1 Interpretación de datos.

Los datos consignados se trasladan a una hoja electrónica de cálculo (Excel por ejemplo) donde se realiza los cálculos de esfuerzos convencionales y deformación unitaria convencional, estos cálculos también pueden ser realizados a mano mediante formulas.

Si se desea comprobar los valores de deformación mediante cálculos, entonces se procede de la siguiente manera:

Donde: **P** = Carga en KgF.

l = Longitud de la probeta.

E = Modulo de elasticidad.

A = Área de la sección transversal de la probeta.

Se observa el siguiente cálculo: Las medidas aproximadas de las probetas son: 200 x 50 x 50 (mm). La probeta es de madera (E = 7600 MPa) al aplicar una carga de 712,50 Kgf, obtendremos una deformación de:

Madera	Densidad (para 12% de agua) (g/cm³)	Módulo de elasticidad (MPa)
Cedro	0,32	7.600
Pino	0,35	8.300
Abeto	0,48	13.800
Falso plátano	0,48	10.300
Abedul	0,62	13.800
Roble	0,68	12.400

Tabla 5.3 *Módulos de Elasticidad de maderas tipicas.*[14]

Nota: Para el cálculo de la deformación se utiliza el Módulo de Elasticidad del Cedro tal como se muestra en la tabla 5.3, ya que sus características se asemejan a las de la (tangaré).

En conclusión se puede afirmar que los valores obtenidos experimentalmente en el ensayo coinciden con los valores reales de los textos, demostrando de esta manera la teoría de la deformación mediante la fórmula aplicada.

[14] ASKELAND, Donald R., "Ciencia e Ingeniería de los Materiales" , 1era edición, Editorial Paraminfo, España, página 565.

La hoja de cálculo de Excel genera resultados que se plasman en la siguiente tabla:

Material de la probeta:				
Dimensiones iniciales de la probeta (mm) 202 x 48 x 48			**Dimensiones finales de la probeta (mm) 200,5 x 48 x 48**	
Carga (P) (Kgf)	**Deformación (ΔL o δ) (centésimas de mm)**	**Constante de Área de la probeta (A_o) (cm^2)**	**Esfuerzo convencional ($\sigma = \frac{F}{A}$) (Kgf/cm^2)**	**Deformación unitaria convencional ($\varepsilon = \frac{\Delta l}{l0}$) (mm/mm)**
0,000	0.000	25	0.0000	0.00000
236,548	0.080	25	14.2501	0.00040
473,097	0.090	25	28.5001	0.00045
709,645	0.110	25	42.7502	0.00055
.....	.....	.....	.....	.....

Tabla 5.4 *Tabla para apuntes de los resultados calculados.*

Se debe ser muy cauteloso con el tratamiento de las unidades, por ejemplo para el cálculo de los esfuerzos convencionales, se debe introducir el valor del área inicial de la sección de la probeta en (cm^2).

Luego se construyen los gráficos **P - ΔL** y $\boldsymbol{\sigma - \varepsilon}$, (ya sea en Excel, o también se los puede realizar a mano en papel milimetrado). Para la determinación de los objetivos del ensayo se realiza un tratamiento grafico de las relaciones obtenidas.

5.5.2 Ejecución de la practica Nº 1.

A continuación se muestran los valores respectivos de (Presión y Deformación) obtenidos en la práctica física, al someter la probeta de madera (TANGARE) a esfuerzos de compresión en la máquina para ensayos de compresión en madera. Para agilitar el proceso de cálculos, la tabla que se muestra posteriormente se crea en una hoja de cálculo de Excel, donde también se indica el respectivo grafico que se genera.

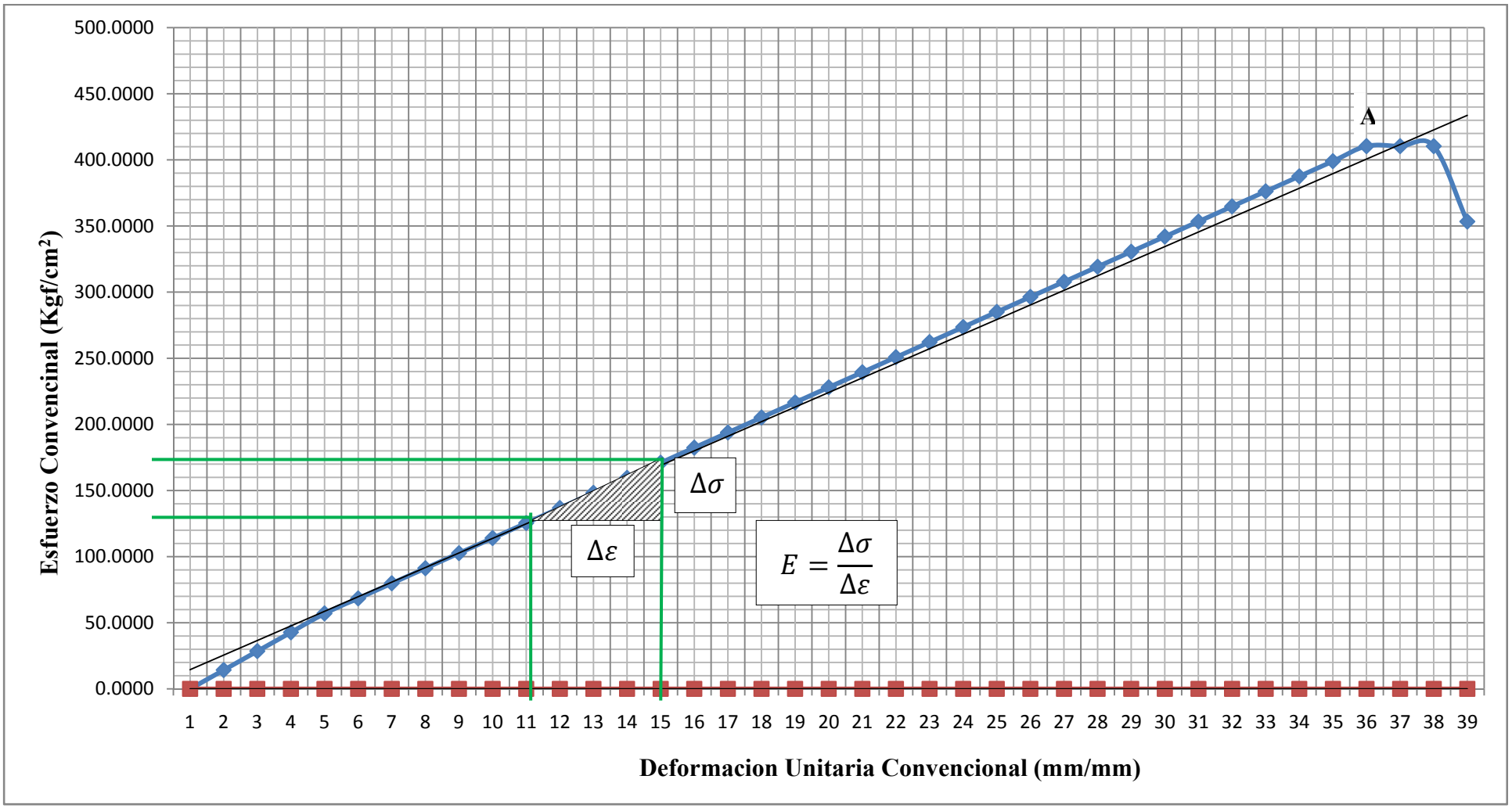
5.5.2.1 Tabla de anotaciones correspondientes a al ensayo de compresión.

Material de la probeta: Madera (Tangare)					
Dimensiones iniciales de la probeta (mm) 2002 x 50 x 50; (Distancia entre marcas = 150)			**Dimensiones finales de la probeta (mm)** Distancia entre marcas = 148		
Carga (P) (Kgf)	**Deformación (ΔL o δ) (centésimas de mm)**	**Constante de Área de la probeta (A_o) (cm^2)**	**Esfuerzo convencional ($\sigma = \frac{F}{A}$) (Kgf/cm^2)**	**Deformación unitaria convencional ($\varepsilon = \frac{\Delta l}{l0}$) (mm/mm)**	
0.00	0.000	25	0.0000	0.00000	1
356.25	0.080	25	14.2501	0.00040	2
712.50	0.090	25	28.5001	0.00045	3
1068.75	0.110	25	42.7502	0.00055	4
1425.01	0.125	25	57.0002	0.00063	5
1710.01	0.145	25	68.4003	0.00073	6
1995.01	0.160	25	79.8003	0.00080	7
2280.01	0.180	25	91.2003	0.00090	8
2565.01	0.200	25	102.6004	0.00100	9
2850.01	0.215	25	114.0004	0.00108	10
3135.01	0.235	25	**125.4005**	**0.00118**	**11**
3420.01	0.255	25	136.8005	0.00128	12
3705.01	0.275	25	148.2005	0.00138	13
3990.01	0.295	25	159.6006	0.00148	14
4275.02	0.310	25	**171.0006**	**0.00155**	**15**
4560.02	0.330	25	182.4007	0.00165	16
4845.02	0.350	25	193.8007	0.00175	17
5130.02	0.370	25	205.2008	0.00185	18
5415.02	0.385	25	216.6008	0.00193	19
5700.02	0.400	25	228.0008	0.00200	20
5985.02	0.420	25	239.4009	0.00210	21
6270.02	0.435	25	250.8009	0.00218	22
6555.02	0.450	25	262.2010	0.00225	23
6840.03	0.470	25	273.6010	0.00235	24

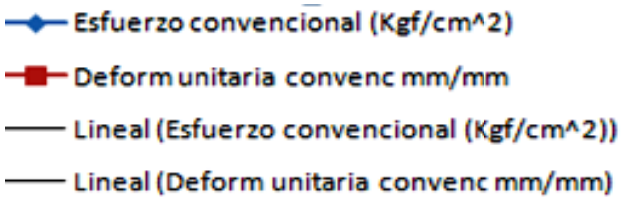
7125.03	0.485	25	285.0011	0.00243	25
7410.03	0.500	25	296.4011	0.00250	26
7695.03	0.510	25	307.8011	0.00255	27
7980.03	0.540	25	319.2012	0.00270	28
8265.03	0.550	25	330.6012	0.00275	29
8550.03	0.560	25	342.0013	0.00280	30
8835.03	0.570	25	353.4013	0.00285	31
9120.03	0.580	25	364.8013	0.00290	32
9405.03	0.590	25	376.2014	0.00295	33
9690.04	0.610	25	387.6014	0.00305	34
9975.04	0.630	25	399.0015	0.00315	35
10260.04	**0.690**	**25**	**410.4015**	**0.00345**	**36**
10260.04	0.720	25	410.4015	0.00360	37
10260.04	0.740	25	410.4015	0.00370	38
8835.03	1.580	25	353.4013	0.00790	39

Las distancias entre marcas son las que se señalan en la probeta de acuerdo como se indica en la figura 5.12 (a).

5.5.2.2 Diagrama Esfuerzo vs. Deformación generada en una tabla de Excel.



Donde:



5.5.2.3 Interpretación del Diagrama Esfuerzo – Deformación.

En el diagrama que se genera con los datos obtenidos del ensayo de compresión en madera, se observa que su comportamiento es el de una curva de un material frágil, donde se pueden apreciar las siguientes observaciones:

- ✓ El esfuerzo de fluencia, la resistencia a la tracción, y el punto de rotura tienen un mismo valor siendo de (**7200 PSI = 10260,04 Kgf)** que se observa en el punto **(A)** del diagrama. Este valor se puede comparar con la Tabla A-14 (Tabla H-3, Timoshenko) de los anexos, en la cual se indica que el valor de tensión ultima o punto de rotura en compresión paralela al grano es idéntico al del ROBLE.
- ✓ Se calcula el módulo de elasticidad para luego comprobarlo con valores establecidos en los textos, estos se encuentran en los anexos en la Tabla A-13 (Tabla H-2, Timoshenko).

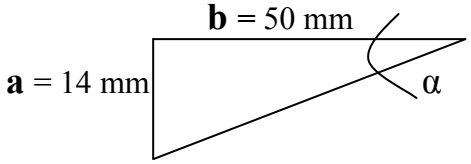
Entonces este valor también se lo compara con la tabla 5,3 en la cual se indica que el valor calculado se aproxima al valor del Módulo de Elasticidad del ROBLE, por lo tanto se puede deducir que las propiedades mecánicas del TANGARE son similares a las del ROBLE.

- ✓ El diagrama obtenido en el ensayo mantiene semejanzas con el grafico de la figura 5.8, entonces se puede afirmar que la práctica es correspondiente a la teoría.

5.5.2.4 Análisis y Cálculos correspondientes.

El material falla a los **10260.04 Kgf** de carga, y la longitud final de la distancia entre marcas fue de **148 mm**, lo que indica que la probeta al fracturarse se desplaza 2mm.

El resquebrajamiento de la madera se da en forma inclinada y los 14 mm de distancia en (a) y a 50 mm en (b), lo cual sirve para determinar el ángulo de sección de falla, este ángulo de es de **15,64º**. Con estos datos se procede a calcular el esfuerzo, el esfuerzo normal y el esfuerzo tangencial.



$$\boldsymbol{Tan\,\alpha = \frac{CO}{CA}} \qquad \boldsymbol{Tan\,\alpha = \frac{14\ mm}{50\ mm}} \qquad \boldsymbol{\alpha} = 15{,}64^{o}$$

Datos: **Carga = 10260,04 Kgf**

$$A = b \times h$$
$$A = 5 \times 5 = 25\ cm^2$$

Cálculo del esfuerzo

$$\delta = \frac{P}{A} = \frac{10260{,}04\ Kgf}{25\ cm^2} = 410{,}40\,\frac{Kgf}{cm^2}$$

Esfuerzo normal.

$$\sigma_n = \frac{P}{A}\ Cos^2\emptyset$$
$$\sigma_n = \frac{10260{,}04\ \text{Kgf}}{25\ cm^2}\ Cos^2 15{,}64 = 380{,}57\,\frac{Kgf}{cm^2}$$

Esfuerzo tangencial.

$$\tau_n = \frac{1}{2}\frac{P}{A}\ Sen\ 2\emptyset$$
$$\tau_n = \frac{1}{2}\left(\frac{10260{,}04\ \text{Kgf}}{25\ cm^2}\right)\ Sen\ 2(15{,}64) = 106{,}54\ \frac{Kgf}{cm^2}$$

5.5.2.5 Conclusiones y recomendaciones en el ensayo de compresión.

Conclusiones:

- ✓ Los valores obtenidos de Esfuerzo normal y Esfuerzo tangencial de las distintas maderas ensayadas se registran y compilan en un documento el cual proporciona datos correspondientes para cálculos de estructuras en maderas.
- ✓ Cuando la probeta tiene defectos de fabricación (Descuadre) se observa que la falla de la probeta se da en la cara que no está a escuadra, esto da lugar a que se genere un achatamiento en la esquina con exceso de material.
- ✓ El Módulo de elasticidad correspondiente a cada madera determina el ángulo de falla en las caras de la probeta, siendo; a mayor valor del módulo de elasticidad mayor será el ángulo de falla.

Recomendaciones:

- ✓ Al aplicar la carga para la compresión, asegúrese de que esta sea constante de acuerdo a los rangos de presión indicados (200 PSI), ya que si no se hace de esta manera pueden ocurrir fallas en el proceso de ensayo lo que implicaría la perdida de la probeta involucrada.
- ✓ Mantener cuidado al manipular el reloj comparador en el momento del montaje y desmontaje de la probeta en la máquina para ensayos de compresión.
- ✓ Evite desconectar las acoples hidráulicos ya que se puede originar perdidas de aceite lo que conlleva a que ingrese aire al sistema hidráulico.

CAPÍTULO VI

CÁLCULO DE COSTOS

6.1 COSTO DE HORA – HOMBRE

Sueldo Básico de un Mecánico Industrial ➔ 250 USD.

Designación	Análisis Financiero	Cantidad
• Sueldo Nominal		250.00 USD
• Compensación Salarial		8.00 USD
• 15 días de vacaciones	250 ÷ 2 = 125 ÷ 12 =	10.42 USD
• Aporte al I.E.S.S.	250 x (10.5%) patronal =	26.25 USD
• Décimo tercer sueldo	250 ÷ 12 =	20.83 USD
• Décimo cuarto sueldo	124 ÷ 12 =	10.33 USD
• Fondos de reserva	250 ÷ 12 =	20.83 USD
	TOTAL:	**346.66 USD**

- Costo Total al mes: 346.66 USD
- Costo Total diario: 346.66 ÷ (20 días laborables) = 17.33 USD
- Costo por c/hora: 17.33 ÷ (8 horas de trabajo) = 2.16 USD

➔ COSTO HORA – HOMBRE = **2.16 USD**

6.2 COSTOS DE MECANIZADO

Costo de la máquina $ / h máquina

Máquina	Costo $ / hora
Torno grande (800 de volteo)	12 USD / h
Torno pequeño (400 de volteo)	8 USD / h
Fresadora universal (Nª 2)	10 USD / h
Taladro de pedestal.	6 USD / h
Soldadora (250 Amperios)	6 USD / h
Machuelado, Pulido, Pintado, Corte de sierra	4 USD / h

Nota: Estos costos son establecidos de acuerdo a encuestas realizadas en diferentes microempresas de Metal – Mecánica como:

- Mecánica de Precisión Víctor (Machachi).
- Taller J.M. Hermanos (Machachi).
- Talleres Industriales Buena Calidad (Quito, La Magdalena).

6.3 CUADRO DE ELEMENTOS A CONSTRUIR.

No.	Cant.	DESCRIPCIÓN	Dimens. Brutas
1	1	Placa para sujeción de platos.	405 x 255 x 20 mm
2	2	Placa Madre.	750 x 500 x 20 mm
3	1	Placa superior-1.	255 x 135 x 20 mm
4	1	Placa superior-2.	255 x 135 x 20 mm
5	1	Placa lateral-1.	255 x 215 x 20 mm
6	1	Placa lateral-2.	255 x 215 x 20 mm
7	1	Placa base para cilindro.	385 x 255 x 20 mm
8	1	Tapa.	425 x 255 x 20 mm
9	1	Base para probeta paralela.	125 x 125 x 15; Ø 75 x 35 mm
10	1	Plato cónico superior.	Ø 175 x 35 mm
11	1	Plato cónico inferior.	Ø 175 x 35 mm
12	1	Collarín para cilindro.	Ø 125 x 30 mm
13	2	Placa base.	625 x 75 x 12 mm
14	1	Base para probeta perpendicular.	205 x 105 x 15; Ø 75 x 35 mm
15	4	Accesorios porta probeta.	½ x ½ x plg
16	1	Soporte para sistema hidráulico.	825 x 585 x 640 mm

6.4 CÁLCULO GENERAL

No.	Descripción	Mecanizado	Costo h/maq. ($)	Hora/Maq. (h)	Costo maq. ($)	Costo h/homb. ($)	Hora/Homb. (h)	Costo M.obra ($)	Cant.	Costo Total ($ USD)
1	Placa para sujeción de platos	Fresado Taladrado Machuelado	10 6 4	2 30’ ó 0,5 30’ ó 0,5	**20** **3** **2**	2,16	2 30’ ó 0,5 30’ ó 0,5	**4,32** **1.08** **1.08**	1	**24,32** **4,08** **3,08**
2	Placa madre	Pulido	4	1,5	**6**	2.16	1,5	**3.24**	2	**18,48**
3	Placa superior-1	Fresado	10	2	**20**	2.16	2	**4,32**	1	**24,32**
4	Placa superior-2	Fresado	10	1,75	**17,5**	2.16	1,75	**3,78**	1	**21,28**
5	Placa lateral-1	Fresado Taladrado Machuelado	10 6 4	2 30’ ó 0,5 30’ ó 0,5	**20** **3** **2**	2,16	2 30’ ó 0,5 30’ ó 0,5	**4,32** **1,08** **1,08**	1	**24,32** **4,08** **3,08**
6	Placa lateral-2	Fresado Taladrado Machuelado	10 6 4	1.75 30’ ó 0,5 30’ ó 0,5	**17,5** **3** **2**	2.16	1,75 30’ ó 0,5 30’ ó 0,5	**3,78** **1,08** **1,08**	1	**21,28** **4,08** **3,08**
7	Placa Base para cilindro	Fresado Taladrado	10 6	2 30’ ó 0,5	**20** **3**	2,16	2 30’ ó 0,5	**4,32** **1,08**	1	**24,32** **1,08**
8	Tapa	Fresado Taladrado	10 6	2,5 45’ ó 0,75	**25** **4,5**	2,16	2.5 45’ ó 0,75	**5,4** **1,62**	1	**30,04** **6,12**
9	Base para probeta paralela	Fresado Torneado Soldado	10 8 6	1 30’ ó 0,5 15’ ó 0,25	**10** **4** **1,5**	2.16	1 30’ ó 0,5 15’ ó 0,25	**2,16** **1,08** **0,54**	1	**12,16** **5,08** **2,04**

10	Plato cónico superior	Torneado Taladrado Machuelado	10 6 4	2,25 1 30’ ó 0,5	**22,5** **6** **2**	2.16	2,25 1 30’ ó 0,5	**4,86** **2,16** **1,08**	1	**27,36** **8,16** **3,08**
11	Plato cónico inferior	Torneado Taladrado Machuelado	10 6 4	2,25 15’ ó 0,25 15’ ó 0,25	**22,5** **1,5** **1**	2.16	2,25 15’ ó 0,25 15’ ó 0,25	**4,86** **0,54** **0,54**	1	**27,36** **2,04** **1,54**
12	Collarín para cilindro	Torneado Fresado Taladrado Machuelado	10 10 6 4	1,5 30’ ó 0,5 15’ ó 0,25 15’ ó 0,25	**15** **5** **1,5** **1**	2,16	1,5 30’ ó 0,5 15’ ó 0,25 15’ ó 0,25	**3,24** **1,08** **0,54** **0,54**	1	**18,24** **6,08** **2,04** **1,54**
13	Placa base	Pulido Taladrado	4 6	30’ ó 0,5 15’ ó 0,25	**2** **1,5**	2,16	30’ ó 0,5 15’ ó 0,25	**1,08** **0,54**	2	**6,16** **4,08**
14	Base para probeta perpendicular	Fresado Torneado Soldado	10 8 6	1,25 30’ ó 0,5 15’ ó 0,25	**12,5** **4** **1,5**	2,16	1,25 30’ ó 0,5 15’ ó 0,25	**2,7** **1,08** **0,54**	1	**15,20** **5,08** **2,04**
15	Accesorios para probeta	Soldado Pulido	6 4	10’ ó 0,166 10’ ó 0,166	**1** **0,666**	2,16	10’ ó 0,166 10’ ó 0,166	**0,36** **0,36**	2	**2,72** **2,052**
16	Soporte para sistema hidráulico	Corte-sierra Soldado Pulido Taladrado	4 6 4 6	1,5 1,5 15’ ó 0,25 10’ ó 0,166	**6** **9** **1** **1**	2,16	1,5 1,5 15’ ó 0,25 10’ ó 0,166	**3,24** **3,24** **0,54** **0,36**	1	**9,24** **12,24** **1,54** **1,36**
17	Acople elementos y decoración de la máquina.	Soldado Pulido Pintado	7 1,5 4	6 4 4	**42** **6** **16**	2.16	7 1,5 4	**15.12** **3,24** **8,64**	1	**57,12** **9,24** **24,64**
									Subtotal	**486,472 USD**

6.5 COSTO DE PLACAS DE ACUERDO AL MATERIAL Y CORTE POR OXIACETILENICA.

Material: Acero estructural A-36.

Cortes: Cortes totales mediante pantógrafo (Oxicorte).

No.	Elementos	Denominación	Cant.	Costo x (Kg)	Costo Total (USD)
1	Platina de 20 mm (OXILCO200).	Oxicortes 20 mm	210.23	1,63	342,67
2	Platina de 15 mm (OXILCO150).	Oxicortes 15 mm	4,37	1,55	6,77
3	Platina de 35 mm (OXILCO350).	Oxicortes 35 mm	1,79	1,63	2,91
4	Platina de 35 mm (OXILCO350).	Oxicortes 35 mm	19,17	1,63	31,24
5	Platina de 30 mm (OXILCO300).	Oxicortes 30 mm	4,37	1,63	7,12
6	Platina de 12 mm (OXILCO120).	Oxicortes 12 mm	9,68	1,49	14,42
7	Platina de 15 mm (OXILCO150).	Oxicortes 15 mm	2,97	1,55	4,60
9	Platina de 35 mm (OXILCO350).	Oxicortes 35 mm	1,79	1,63	2,91
10	Platina de 15 mm (OXILCO150).	Oxicortes 15 mm	9,74	1,55	15,09
11	Platina de 35 mm (OXILCO350).	Oxicortes 35 mm	0,68	1,63	1,10
				Subtotal	**428,83**

6.6 COSTOS DE ELEMENTOS ADQUIRIDOS

No.	Elementos	Dimens. Brutas	Cant.	Costo x Unidad	Costo Total (USD)
1	Bomba hidráulica manual	21 x 7 x 4,75 plg	1	416,22	416,22
2	Cilindro hidráulico	Ø 2,5 x 11,78 plg	1	481,51	481,51
3	Acople de manguera	3/8 plg NPT H-M	1	49,61	49,61
4	Manguera hidráulica	Extrm.1 3/8 plg NPT; Extrm.2 CH-604	1	132,55	132,55
5	Adaptador para manómetro	1,25 x 1,25 x 6,10 plg	1	54,21	54,21
6	Manómetro	Ø 2,5 x 1,46; L=3,31	1	83,25	83,25
7	Cañería (Tubo de acero sin costura)	Ø ½ plg	1500 mm	16,95	16,95
8	Conector giratorio (macho – hembra)	3/8 plg – 18 NPTF a 3/8 plg – 18 NPTF	2	2,13	4,26
9	Conector (Niple hexagonal de cañería)	3/8 plg – 18 NPTF a 3/8 plg – 18 NPTF	1	3,38	3,38
10	Acople hexagonal hembra de cañería	3/8 plg – 18 NPTF a 3/8 plg – 18 NPTF	1	3,08	3,08
11	Acople hexagonal hembra de cañería	1/2 plg – 18 NPTF a 1/2 plg – 18 NPTF	1	2,84	2,84
12	Aceite Hidráulico	---	1 galón	20,13	20,13
13	Esfera	Ø 2 plg	1	12,50	12,50
14	Pernos allen	M 6 x 20 mm	6	0,023	0,138
15	Pernos allen	M 8 x 40 mm	3	0,060	0,18
16	Pernos hexagonales, con tuerca	M 6 x 25 mm	5	0,023	0,07
17	Pernos hexagonales, tuerca, arandela plana y de presión.	M 8 x 40 mm	3	0,14	0,42

18	Pernos con tuerca cabeza de mariposa	M 6 x 25 mm	10	0,24	2,91
19	Pernos hexagonales galvanizados	5/8 x 3 plg	4	2,80	11,20
19	Resorte de extensión	Ø 12 x 55 mm, e = 1,6 mm	3	1,25	3,75
20	Reloj comparador	Ø 60 x 30 mm	1	26,91	26,91
21	Tubo cuadrado	⍁ 40 x 40 x 2 mm	6 m	18,54	18,54
22	Platina de ½ plg (Accesorios para probeta)	½ x ½ x plg	600 mm	----	2,68
23	Disco de corte	Ø 80 x 1,6 mm	1	2,680	2,680
24	Probetas de madera	50 x 50 x 200; 50 x 55,5 x 150 mm	20	1,00	20,00
25	Anticorrosivo (Uniprimer verde)	---	¼ galón	8,00	8,00
26	Pintura (martillado azul)	---	1/8 galón	2,80	2,80
27	Pintura (Esmalte max marfil)	---	1/8 galón	2,49	2,49
28	Thinner Laca	---	½ galón	2,58	2,58
29	Masilla, Lija de agua, masking	---	---	---	3,53
30	Cauchos de soporte	⍁ 40 x 40 x 25 mm	4	1,23	4,92
31	Electrodos	E-7018, 1/8 plg	6 Kilos	5,018	30,11
				Subtotal	**1424,398**

6.7 ESPECIFICACIÓN DEL CÁLCULO DE COSTOS.

Importe: Si desea conocer como se realiza el cálculo de costo individual de cada una de las platinas o placas de Acero estructural A-36, entonces primero debe fijarse en los planos de despiece donde se muestra la geometría del elemento, sus dimensiones brutas, y los datos de costo para luego seguir el procedimiento que se detalla a continuación.

Datos de costo:

Un metro de oxicorte por pantógrafo ---------- 5,00 $ USD

Un Kilogramo de Acero A-36 ---------- 1,63 $ USD

Costo de la Placa Bastidor

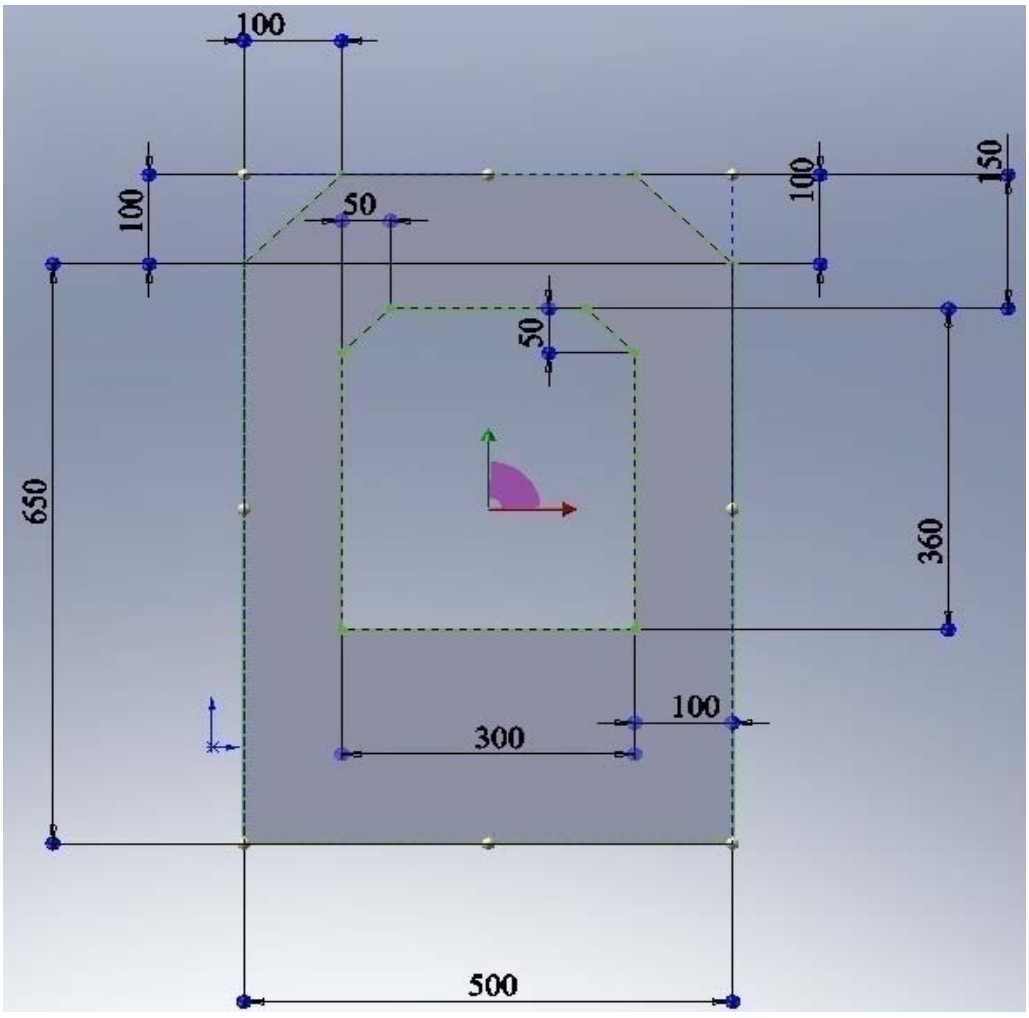


Figura 6.1 *Esquema de la Placa Bastidor generada en SOLIDWORKS*

$\boldsymbol{m = \delta * V}$; Donde: m = masa del elemento

δ = densidad del elemento = 7850 $\boldsymbol{Kg/m^3}$

V = Volumen del elemento

Unidad de la placa en (mm); espesor de la placa de 20 mm; e = 0,02 m

6.7.1 Cálculo del costo del material de acuerdo a su peso.

Volumen de un prisma rectangular = a x b x e

Vpr = (0,75 x 0,50 x 0,02) m ---------- Vpr = 7,5 x 10^{-03} m^3

$\boldsymbol{m = \delta * V}$

m = 7850 $^{Kg}/_{m^3}$ * 7,5 x 10^{-03} m^3 ---------- m1 = 58,875 Kg

Luego, obtenemos la masa del corte triangular de las dos esquinas.

Volumen de un prisma triangular = $\frac{\boldsymbol{b*h}}{\boldsymbol{2}} * \boldsymbol{e}$

Vpt = $\left(\frac{0,1 * 0,1}{2} * 0,02\right)$ m ---------- Vpt = 1 x 10^{-04} m^3

m = 7850 $^{Kg}/_{m^3}$ * 1 x 10^{-04} m^3 ---------- m2 = 0,785 Kg

Luego, obtenemos la masa de la parte interna.

Volumen de un prisma rectangular = a x b x e

Vpr = (0,36 x 0,3 x 0,02) m ---------- Vpr = 2,16 x 10^{-03} m^3

$\boldsymbol{m = \delta * V}$

m = 7850 $^{Kg}/_{m^3}$ * 2,16 x 10^{-03} m^3 ---------- m3 = 16,95 Kg

Luego, obtenemos la masa del corte triangular interno de las dos esquinas.

Volumen de un prisma triangular = $\frac{\boldsymbol{b*h}}{\boldsymbol{2}} * \boldsymbol{e}$

Vpt = $\left(\frac{0,05 * 0,05}{2} * 0,02\right)$ m ---------- Vpt = 2,5 x 10^{-05} m^3

m = 7850 $^{Kg}/_{m^3}$ * 2,5 x 10^{-05} m^3 ---------- m4 = 0,196 Kg

Entonces, la masa total será:

mT = m1 – 2(m2) – m3 – 2(m4)

mT = $\left[58,875 - 2(0,785) - 16,95 - 2(0,196)\right]$Kg ------- mT = 39,96 Kg

Luego, realizamos una regla de tres para obtener el costo por Kilogramo.

Si: 1,00 Kg ---------- 1,63 $ USD

39,96 Kg ---------- x = ?

$$\boldsymbol{x} = \frac{39{,}96\ kg * 1{,}63\ USD}{1{,}00\ Kg}$$ ---------- ---------- x = 64,69 $ USD

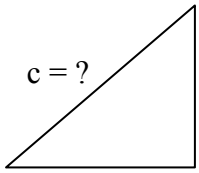
Lo que significa que, la **Placa Bastidor tiene un costo de 64,69 $ USD en material.**

6.7.2 Cálculo del costo que se genera por la longitud de corte mediante Pantógrafo (Oxicorte).

Para obtener la longitud de corte de la placa madre se procederá a calcular su perímetro.

Perímetro de un polígono = L + L + L + L + L + L +…….. + L

P. de la parte ext. = [0,5 + 2(0,65) + 2(hipotenusa del lado inclinado) + 0,3]m



$\mathbf{c = \sqrt{a^2 + b^2}}$

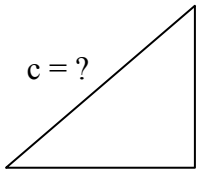
$c = \sqrt{(0{,}1^2 + 0{,}1^2)}\ m^2$

$\mathbf{c = 0{,}141 m^2}$

P. de la parte externa = [0,5 + 2(0,65) + 2(0,141) + 0,3]m

P. de la parte externa = 2,382 m

P. de la parte int. =[0,3 + 2(0,31) + 2(hipotenusa del lado inclinado) + 0,2] m



$\mathbf{c = \sqrt{a^2 + b^2}}$

$c = \sqrt{(0{,}05^2 + 0{,}05^2)}\ m^2$

$\mathbf{c = 0{,}07 m^2}$

P. de la parte interna =[0,3 + 2(0,31) + 2(0,07) + 0,2] m

P. de la parte interna = 1,26 m

PT = Pp.ext + Pp.int

PT = (2,382 + 1,26) m ---------- PT = 3,64 m

Luego realizamos una regla de tres para obtener el costo por cortes.

Si: 1 m de oxicorte ---------- 5,00 $ USD

3,64 m de oxicorte ---------- x = ?

$$\boldsymbol{x} = \frac{3{,}64\ m * 5\ USD}{1\ m}$$ ---------- x = 18,21 $ USD

Lo que significa que, **la Placa Bastidor tiene un costo de 18,21 $ USD** por el corte en pantógrafo.

En Total la placa bastidor tiene un costo de 64,69 $ por costo de material y 18,21 $ por costo de oxicorte, lo que significa que el precio total de la placa madre llega a ser de **82,90 $ USD**, el precio no incluye IVA.

Nota: Esta es la plantilla que se utiliza para realizar el cálculo de costos para cada elemento de las placas de Acero A-36, en los elementos que tienen sección circular se debe obtener el volumen y perímetro de un cilindro y de un círculo respectivamente de acuerdo a las siguientes fórmulas.

Volumen del cilindro = $\pi * h * R^2$

Perímetro de la circunferencia = $2 * \pi * R$

Donde: h = Altura del cilindro, y R = radio del circulo.

6.8 COSTO FINAL

Costos de	- Mecanizado ----------	486,472 $
	- Placas de Acero ----------	428,83 $
	- Materiales adquiridos ----------	1424,398$
		Total 2339,70 $ USD

12% Insumos	- Luz - Agua - Transporte, etc.	12% (2339,70 USD) = 280,76 USD 2339,70 + 280,76 = 2620,46USD **Total = 2620,46 USD**

15% Utilidad	15% (2620,46 USD) = 393,069 USD
	TOTAL = 2620,46 + 393,069 = 3 013,529 USD

COSTO FINAL: 3 013,529USD

El costo final de la construcción de máquina para ensayos de compresión en madera con capacidad de 15 toneladas de presión, tomando en cuenta los parámetros necesarios para su respectivo valor como se detallan anteriormente es de 3 013,529 dólares americanos, siendo un precio moderado y adecuado en relación a los valores manifestados para este tipo de maquinaria y que se muestran en el Capítulo II.

CAPÍTULO VII

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1. CONCLUSIONES.

Al finalizar el presente estudio se concluye:

- ✓ El acero ASTM A-36 es el material apropiado para la construcción de la estructura de la máquina para ensayos de compresión, ya que este satisface la condición de cálculo ($\sigma_{max} < \sigma_d$) donde el esfuerzo máximo calculado que genera el mecanismo no debe ser mayor al esfuerzo permisible, soportando sin inconvenientes una carga máxima de 15 toneladas (142 KN) de fuerza.

- ✓ Al utilizar la norma ASTM E9-94 se demuestra que el diseño del Conjunto de rotula (platos superior, esfera y plato inferior) minimiza posibles fallas en el centrado y alineación de la probeta al momento de realizar el ensayo de compresión en la madera, a demás si las caras de la probeta que van a ser sometidas a compresión en el ensayo, no estuvieran correctamente construidas (a escuadra), el conjunto de rotula se adapta a estas permitiendo de esta manera seguir con el ensayo y brindando a su vez seguridad para los operadores ya que evita que las probetas salgan expulsadas por los casos expuestos.

- ✓ El sistema hidráulico diseñado por la Empresa ENERPAG es capaz de resistir 10000PSI de presión, todas las conexiones y adaptaciones del sistema resisten satisfactoriamente al someterlas al proceso del trabajo, es decir cuando se ejecuta el ensayo de compresión en probetas de madera la máxima presión que se genera es de 8000 PSI y al realizar una completa inspección del sistema se puede observar que no presentan ningún inconveniente.

- ✓ Al utilizar un Factor de Seguridad de cuatro recomendado por Robert MOTT, en el Libro “Diseño de elementos de Máquinas”, los resultados de los cálculos muestran valores de Esfuerzos a flexión y a tracción menores a los permisibles (62,5 Mpa), demostrando de esta manera que el diseño de la máquina no corre ningún riesgo de falla.

- ✓ El respaldo de los modelos matemáticos aplicados, fue realizada mediante la aplicación del programa de computación o software (SolidWorks), a través de la simulación de los efectos de las cargas a las que serían sometidas las partes y la estructura de la máquina cuando se encuentre en situación operativa es decir simulando la carga máxima que genera el sistema hidráulico de la máquina.

- ✓ Las medidas máximas de presión a las cuales se fractura la madera se definen de acuerdo al tipo de madera a ensayar siendo un aproximado de 5200 PSI para maderas suaves (Malva) y de 9000 PSI para maderas duras (Tangare), estos valores se someten a los cálculos respectivos los cuales proporcionan resultados en cuanto a Esfuerzo normales y tangenciales.

- ✓ El valor calculado de la garganta (a) de soldadura es de 5,34 mm, con este dato se obtiene (b) siendo de 7.9 mm, tal como se observa en la Figura 3.35, esta dimensión es la altura del cateto que debe tener el cordón de soldadura, al momento de realizar este cordón no es posible mantener estas dimensiones el toda la longitud del cordón, bebido a que el proceso es manual y no se puede controlar con exactitud el avance de depósito de soldadura.

7.2. RECOMENDACIONES.

Al finalizar el presente estudio se recomienda:

- ✓ Los resultados de simulación del programa de SolidWord, indican mediante valores de tensión, que la estructura de acero de la máquina para ensayos de compresión resisten aproximadamente 45 toneladas de fuerza, es por ello que se recomienda que para aumentar la capacidad de la máquina se debe solamente dimensionar un cilindro de mayor capacidad.

- ✓ Es importante recalcar que el límite de presión que se debe ejercer en todo el sistema hidráulico es de 10000 PSI caso contrario todo su sistema hidráulico colapsara.

- ✓ Se debe manipular con sumo cuidado los instrumentos de medición que son el Reloj comparador y el Manómetro.

- ✓ Antes de maniobrar la máquina para ensayos de compresión, se debe revisar el manual de mantenimiento y manipulación detallados en la guía práctica para la realización del ensayo de compresión en madera.

- ✓ Los rangos para ejercer presión a través del cilindro hidráulico, se generan respecto a la escala del manómetro, es decir, se procede con un rango de 250 PSI hasta alcanzar los 1000 PSI, y luego en un rango de 200 PSI hasta alcanzar la medida máxima final a la cual cede o se rompe la madera, se procede de esta manera para obtener datos suficientes para la construcción del Diagrama esfuerzo – deformación.

- ✓ En el armado de la estructura metálica de la máquina para ensayos de compresión los puntos de soldadura por lo menos deben tener una longitud de 15 mm, esto evitara que al momento de soldar completamente las placas no se descuadren y pierdan sus tolerancias geométricas.

BIBLIOGRAFÍA:

TEXTOS:

- ✓ HERNÁNDEZ, FERNÁNDEZ y Otros, Roberto, Carlos, "Metodología de la Investigación", 3ra edición, México, Editorial Mc Graw Hill, 2004.
- ✓ MUÑOS, Carlos, "Como elaborar y asesorar una investigación de tesis", 2da edición, España, Editorial "Prentice Hall", 1998.
- ✓ VARGAS, Alfonso, "Investigación y Metodología del trabajo académico", 2da edición, Colombia, Editorial Educativa EDIAV, 2004.
- ✓ CARROBLES - RODRIGUEZ, Marciaal, Felix, "Manual de Mecánica Industrial" Edición 2002, Editorial J.B, Madrid, 2002.
- ✓ CENGEL-BOLES, Yunus, Michael, "Termodinámica", Cuarta edición, México, Editorial McGrawHill, 2003.
- ✓ TIMOSHENKO S. – YOUNG D., "Elementos de resistencia de materiales", 4ta Edición, Barcelona, Editorial Montaner y Simón.
- ✓ MOTT, Robert L, "Diseño de elementos de Máquinas", 4ta edición, Editorial Person, México.
- ✓ SHIGLEY, Joseph, "Diseño en Ingeniería Mecánica", 6ta edición, Editorial McGraw-Hill, México.
- ✓ McCORMAC- SMIT, Jack C., "Diseño de estructuras de Acero Método LRDF (Structural Steel Design: LRFD Fundamentals)", Editorial Alfaomega, México.
- ✓ ROLDAN, José. "Prontuario de Mecánica", 4ta edición, Editorial Paraninfo, España.
- ✓ MEGYESY, Eugenee F., "Manual de Recipientes a presión", Editorial Noriega, México.
- ✓ MANGONON, Pat. L., "Ciencia de Materiales Selección y Diseño", Primera Edición, Editorial Prentice Hall, México, 2001.

- ✓ CALLISTER, William D., "Introducción a la Ciencia e Ingeniería de los materiales", Editorial Reverté, España, 2007.
- ✓ ASKELAND, Donald R., "Ciencia e Ingeniería de los Materiales" , 1era edición, Editorial Paraminfo, España.
- ✓ "Dibujo Mecánica 2", Edición Don Bosco, Quito, Ecuador, 1999.

CATALOGOS Y MANUALES:

- ✓ ENERPAC, Energía hidráulica para todas las aplicaciones, E325, Copyright 2006.
- ✓ SATURINO CALLEJA, Icon, "Investigaciones de la construcción", Madrid.

SITIOS WEB:

- ✓ Microsoft Encarta 2009, Microsoft Corporation, Reservados todos los derechos.
- ✓ http://www.revista/mecánica/popular.com/volumen9/Agosto1991/Número2
- ✓ http://www.sapiens.itgo.com/neumatica/hidraulica19.htm
- ✓ http://www.mecanizadosalcoy.es/masa-web-sp.htm - 2k
- ✓ http://pdf.com/instructivo/de/bombas/manuales.html
- ✓ http://www.festo.com/argentina/104.htm
- ✓ http//www.directindustry.es/.../maquina-de-ensayo-de-compresion-37441-252793.html
- ✓ http://www.techlabsystems.com/.../ensayos_de_compresion.html
- ✓ http://www.laboratorioparaconstruccion.com/prensas.htm
- ✓ http://www.serviciosglobales.es/product_info.php?products_id=221
- ✓ http://www.masoportunidades.com.ar/aviso/4369570-prensa-hidraulicas-manuales-15-tn-de-pie-4-columnas

- ✓ http://www.seysu.biz/prensa-hidraulica-15-t-mega-ksc-15a/4-1252-966-1252.htm
- ✓ http://www.dspace.espol.edu.ec/bitstream/123456789/6025/51/CONCLUSIONES.pdf
- ✓ http://www.residtencia_materiales.com/guia _de_ laboratorio/compresion.pdf.
- ✓ http://www.unionesporsoldadura.com/ElementosConstrucción02.pdf
- ✓ http://www.monografias.com/trabajos12/moviunid/moviunid.shtml
- ✓ http://www.prenas.com/de/sobremesa/bomba/manual/_ECM01113-ESP.pdf
- ✓ http://www.cilindros_hidraulicos.com/spx.oct/521619_2.pdf
- ✓ http://cache01.voyageurweb.com/otctools.com/newcatalog/products/521606_2.pdf
- ✓ http://www.caracteristicas_fiso-mecanicas.com/archivo_783_16668.pdf
- ✓ http://webdelprofesor.ula.ve/arquitectura/argicast/publicaciones/Fundamentos%20de%20Dise%F1o%20Estructural_Materiales.pdf
- ✓ http://www.utp.edu.co/~gcalle/Contenidos/Biblio.htm
- ✓ http://www.ciencia.y.tecnologia.com/propiedades/fiso_mecanicas/articulo_1. pdf
- ✓ http:// www.ucn.cl/FacultadesInstitutos/laboratorio/ensayosm3.htm

ANEXO A1

PROTOCOLOS DE PRUEBAS

ANEXO A1

PROTOCOLO DE PRUEBAS

Las características de la máquina selladora para cajas de cartón serán evaluadas mediante un detallado protocolo de pruebas los cuales son:

- Pruebas de apariencia
- Pruebas dimensionales
- Pruebas de desempeño
- Pruebas de funcionamiento

Pruebas de apariencia

PRUEBAS DE APARIENCIA					
Descripción: Verificación de la máquina para ensayos de compresión en madera.					
Item	**Referencia**	**Operación**	**Verificación**	**Resultado**	
				Aprobado	**Negado**
1	Estructura	Pintura Colores { Azul Blanco hueso	Visual		
2	Conjunto global	Estética Buen acople y ubicaciones adecuadas.	Tacto - visual		
3	Conjunto de apoyo de rótula (platos superior e inferior, esfera y resortes)	Estética Buen acople y ubicaciones adecuadas.	Tacto - visual		
4	Sistema hidráulico	Estética Buen acople y ubicaciones adecuadas.	Tacto - visual		

Pruebas dimensionales

PRUEBAS DIMENSIONALES							
Descripción: Verificación de la máquina para ensayos de compresión en madera							
Item	**Referencia**	**Operaciones de medición**	**Valor (mm.)**	**Verificac.**	**Tol ± (mm)**	**Resultado**	
						Aprobado	**Negado**
1	Estructura.	Largo Ancho entre bastidores Ancho entre bases de bastidores Altura total	625 290 395 762	Flexómetro Flexómetro Flexómetro	5		
2	Conjunto de rotula.	Acople circular	Ø 170 x 100	Flexómetro Calibrador	2		
3	Espacio efectivo para el ensayo	Distancia vertical	220	Flexómetro	2		

Pruebas de desempeño

PRUEBAS DE DESEMPEÑO						
Descripción: Verificación de la máquina para ensayos de compresión en el momento de trabajo.						
Item	**Referencia**	**Operación**	**Valor**	**Verificac.**	**Resultado**	
					Aprobado	**Negado**
1	Capacidad y velocidad del embolo del cilindro	Preparar el equipo de tal modo que éste trabaje a una capacidad baja SIN CARGA	Capacidad 0 psi Velocidad 21 bombeos/plg	Visual Flexómetro Calibrador		
2	Capacidad y velocidad del embolo del cilindro	Preparar el equipo de tal modo que éste trabaje a una capacidad alta CON CARGA	Capacidad 0 - 9000 psi Velocidad 5 bombeos/plg	Visual Flexómetro Calibrador		

Pruebas de funcionamiento

PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO					
Descripción: Verificación de la máquina para ensayos de compresión en situaciones reales.					
Item	**Referencia**	**Operación**	**Verificac.**	**Resultado**	
				Aprobado	**Negado**
1	Análisis del ciclo de trabajo de la máquina	Inspeccione el equipo de acuerdo al manual de operación.	Visual		
2		Conexión de la manguera con el acople de alto flujo.			
3		Ubicación y alineación de la probeta de madera entre el cilindro hidráulico y el conjunto de rotula.			
4		Cierre de la válvula de descarga rápida, previo a la acción de bombeo.			
5		Inicio y desempeño del proceso de ensayo de compresión en madera			
6		Lectura de visores en manómetro y reloj comparador para determinar el punto de cedencia de la probeta y culminación de la prueba			
7		Apertura de la válvula de descarga rápida para lograr el descenso del émbolo del cilindro a su posición original.			
8		Culminación del ensayo y desconexión del la manguera con el acople de alto flujo.			

ANEXO A2

PLANOS GENERALES Y EN DESPIECE

ANEXO A3

CATALOGOS

ANEXO A3

CATALOGOS

Catalogo de dispositivos hidráulicos.

¿Porque se utilizo la marca ENERPAC?

ENERPAC distribuye una gama completa de herramientas y accesorios de fuerza de excelente calidad para todas las aplicaciones hidráulicas de alta presión, además ofrece una completa asesoría y servicios en varios lugares del mundo gracias a su red de distribuidores autorizados en 17 países.

ENERPAC, siempre a la vanguardia de la tecnología, desarrolla una amplia línea de herramientas que ahorran tiempo y dinero utilizando modernos materiales de ingeniería con el fin de mejorar la productividad y minimizar el cansancio del operario.

Su mejor garantía es lucir herramientas de alta calidad, certificando de esta manera que los productos que usted compra son las mejores herramientas del mundo ya que son sometidos a pruebas bajo las normas más exigentes por lo tanto estos altos estándares garantizan los requerimientos de calidad, precio y rendimiento.

10 Razones para trabajar con ENERPAC

1. Diseño especializado
2. Alta confiabilidad
3. Excelencia en servicio
4. Experiencia mundial
5. Asesoramiento para aplicaciones
6. Disponibilidad
7. Calidad
8. Valor
9. Productos innovadores
10. Soluciones de sistema

Cilindros hidráulicos Enerpac

ENERPAC
Tecnología Hidráulica Mundial

Los cilindros hidráulicos Enerpac están disponibles en más de 100 configuraciones diferentes. Sin importar cual sea la aplicación industrial–levantar, empujar, jalar, doblar, retener... cualquiera que sea la capacidad carrera o modelo que necesite la industria–de simple o doble acción, de émbolo hueco o sólido. Enerpac tiene el cilindro adecuado para su aplicación de alta potencia. Los cilindros para gatos de Enerpac cumplen totalmente con las especificaciones de la norma ASME B30.1.

Diseño de Anillo Dorado

El exclusivo diseño de Anillo Dorado es un diseño especial de retén que absorbe los esfuerzos de cargas excéntricas de modo de proteger al cilindro contra la abrasión, sobreextensión, expulsiones, atascamientos del émbolo o deformaciones de la parte superior.

Silleta templada
evita la deformación y el atascamiento del émbolo en el cojinete superior. Diseño de encaje a presión.

Diafragma limpiador del émbolo
reduce la contaminación y prolonga la vida útil del cilindro.

Anillo tope
absorbe las cargas excéntricas y evita la sobreextensión del émbolo.

Émbolo
resiste el desgaste y la oxidación.

Anillo Dorado
absorbe las cargas excéntricas sin desgastar las piezas del cilindro por rosamiento.

Resorte de retorno del émbolo
permite la rápida retracción del émbolo en los cilindros de acción simple.

Nota: Este dibujo con corte transversal muestra la construcción típica de un cilindro pero puede no ser representativa de todos los cilindros de esta sección.

www.enerpac.com

Cilindros: resumen de la sección

*Capacidad (toneladas)	Carrera (pulg)	Tipo de cilindro y funciones	Serie	Página
5-100	.63-14.25	Cilindros de uso general de simple acción Accesorios para cilindros	RC	6 ▶ 10 ▶
20-150 50-150	1.97-7.87 1.97-5.91	Cilindros de aluminio sólidos de doble acción y contratuerca	RAC RACL	12 ▶ 14 ▶
20-100 50-150	1.97-5.91 1.97-7.87	Cilindros de aluminio de émbolo hueco de simple acción y de émbolo sólido de doble acción	RACH RAR	16 ▶ 18 ▶
5-500	.25-2.44	Cilindros tipo pancake y de baja altura, de simple acción	CLP RSM RCS	20 ▶ 22 ▶ 22 ▶
2.5-60	5.00-6.10	Cilindros de tiro, de simple acción	BRC BRP	24 ▶
12-150	.31-10.13	Cilindros de émbolo hueco, de simple y doble acción	RCH RRH	26 ▶ 28 ▶
4-25	1.13-10.25	Cilindros de precisión para producción, de doble acción	RD	30 ▶
10-500	2.25-48.00	Cilindros de carrera larga, de doble acción	RR	32 ▶
50-1000	1.97-11.81	Cilindros de alto tonelaje, de simple acción	CLSG	36 ▶
50-1000	1.97-11.81	Cilindros de alto tonelaje, de doble acción	CLRG	40 ▶
50-1000	1.97-11.81	Cilindros para alto tonelaje, de simple acción con contratuerca de seguridad mecánica	CLL	44 ▶
N/A	N/A	Sistemas de levantamiento sincrónico Sistemas de levantamiento por etapas Sistemas SyncHoist	SLS BLS, SL SHS	48 ▶ 50 ▶ 52 ▶
1.5-150	3.00-20.00	Gatos de acero y aluminio Gatos botella industriales	JHA/JH EBJ	54 ▶ 55 ▶
10-25	2.0-6.0	Productos para ambientes extremos (válvulas, cilindros, bombas manuales)	RC P V	56 ▶
5-100	1.50-14.25	Conjuntos de bomba y cilindro	SC	58 ▶

*Todas las capacidades de cilindros están en valores nominales, a menos que se indique lo contrario. Las capacidades [máximas] son teóricas y pueden variar según la condición y la aplicación del cilindro.

Cilindros de simple acción, serie RC

ENERPAC
Tecnología Hidráulica Mundial

▼ De izquierda a derecha: **RC-506, RC-50, RC-2510, RC-154, RC-10010, RC-55, RC-1010**

El estándar la de industria de cilindros de uso general

- Las roscas del collar y del émbolo, así como los orificios de montaje en la base facilitan la fijación de piezas (en la mayoría de los modelos)
- Diseñado para usarse en cualquier posición
- Manijas desmontables que permiten la fijación de piezas sin obstrucciones (modelos RC-5013, RC-7513 y los dos modelos de 100 toneladas)
- La aleación de acero de alta resistencia ofrece mayor durabilidad
- Niquelado disponible en la mayoría de los modelos (para obtener más detalles, pongase en contacto con Enerpac)
- Resortes de retorno aptos para trabajos pesados
- Acabado de esmalte horneado para una mayor resistencia a la corrosión
- Todos los modelos incluyen acople CR-400 y tapa guardapolvo

Silletas

Todos los cilindros RC están equipados con silletas desmontables, acanaladas y templadas. Si desea consultar sobre las silletas inclinables y lisas, vea la página de accesorios de la serie RC.

Página: 10

Placas base

Para asegurar la estabilidad de los cilindros en aplicaciones de levantamiento de peso, se encuentran disponibles placas base para cilindros RC de 10, 25 y 50 toneladas.

Página: 10

Accesorios especiales

Para brindar una solución a cualquier tipo de problemas en su aplicación, ponemos a su disposición accesorios especiales para los cilindros RC de 5, 10 y 25 toneladas.

Página: 170

▼ *Levantamiento por etapas realizado en Grecia donde se levantó una tubería ensamblada de 82 pies de largo por etapas, con seis cilindros RC-2514.*

▼ *Los accesorios de montaje para los cilindros RC incrementan notablemente la gama de aplicaciones (disponibles para cilindros de 5, 10 y 25 toneladas).*

Cilindros de uso general, de simple acción

SEGURIDAD PRIMERO
Los valores de carga y carrera del fabricante representan los límites máximos de seguridad. ¡Las buenas prácticas recomiendan usar sólo el 80% de esos valores!

Página: 105

Serie
RC

Capacidad:
5-100 toneladas

Carrera:
0.63-14.25 pulgadas

Presión de operación máxima:
10,000 psi

▼ **TABLA DE SELECCIÓN RAPIDA**
Para obtener la información técnica completa, vea la página siguiente.

Capacidad del cilindro (toneladas) [máxima]	Carrera (pulg)	Número de modelo	Área efectiva del cilindro ($pulg^2$)	Volumen de aceite ($pulg^3$)	Altura retraído (pulg)	Peso (libras)
5 [4.9]	.63	RC-50**	.99	.62	1.63	2.2
	1.00	RC-51	.99	.99	4.34	2.3
	3.00	RC-53	.99	2.98	6.50	3.3
	5.00	RC-55*	.99	4.97	8.50	4.1
	7.00	RC-57	.99	6.96	10.75	5.3
	9.13	RC-59	.99	9.07	12.75	6.1
10 [11.2]	1.00	RC-101	2.24	2.24	3.53	4.0
	2.13	RC-102*	2.24	4.75	4.78	5.1
	4.13	RC-104	2.24	9.23	6.75	7.2
	6.13	RC-106*	2.24	13.70	9.75	9.8
	8.00	RC-108	2.24	17.89	11.75	12.0
	10.13	RC-1010*	2.24	22.65	13.75	14.0
	12.00	RC-1012	2.24	26.84	15.75	15.0
	14.00	RC-1014	2.24	31.31	17.75	18.0
15 [15.7]	1.00	RC-151	3.14	3.14	4.88	7.2
	2.00	RC-152	3.14	6.28	5.88	9.0
	4.00	RC-154*	3.14	12.57	7.88	11.0
	6.00	RC-156*	3.14	18.85	10.69	15.0
	8.00	RC-158	3.14	25.13	12.69	18.0
	10.00	RC-1510	3.14	31.42	14.69	21.0
	12.00	RC-1512	3.14	37.70	16.69	24.0
	14.00	RC-1514	3.14	43.98	18.69	26.0
25 [25.8]	1.00	RC-251	5.16	5.16	5.50	13.0
	2.00	RC-252*	5.16	10.31	6.50	14.0
	4.00	RC-254*	5.16	20.63	8.50	18.0
	6.25	RC-256*	5.16	32.23	10.75	22.0
	8.25	RC-258	5.16	42.55	12.75	27.0
	10.25	RC-2510	5.16	52.86	14.75	31.0
	12.25	RC-2512	5.16	63.18	16.75	36.0
	14.25	RC-2514*	5.16	73.49	18.75	39.0
30 [32.4]	8.25	RC-308	6.49	53.56	15.25	40.0
50 [55.2]	2.00	RC-502	11.04	22.09	6.94	33.0
	4.00	RC-504	11.04	44.18	8.94	42.0
	6.25	RC-506*	11.04	69.03	11.13	51.0
	13.25	RC-5013	11.04	146.34	18.13	83.0
75 (79.5)	6.13	RC-756	15.90	97.41	11.25	65.0
	13.13	RC-7513	15.90	208.74	19.38	130.0
100 (103.1)	6.63	RC-1006	20.63	136.67	14.06	130.0
	10.25	RC-10010	20.63	211.45	17.69	160.0

* Disponible como conjunto. Vea la nota en esta página.
** El cilindro RC-50 no tiene silleta acanalada desmontable ni rosca del collar.

Productos para ambientes extremos
Diseñados para utilización donde lavados frecuentes, productos químicos para limpieza, agua y fluidos causan herrumbre y corrosión en componentes de acero pintado.

Página: 12

Cilindros de simple acción, serie RAC
Cilindros livianos de aluminio con resortes de retorno para uso general.

Página: 12

Manómetros
Enerpac ofrece una línea completa de mangueras hidráulicas de alta calidad. Para ver la línea completa de manómetros, consulte la sección "Componentes del sistema".

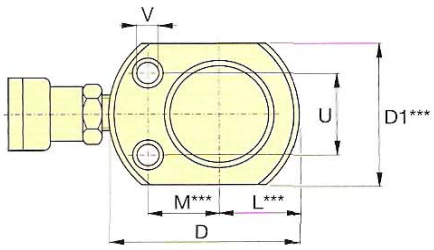
Página: 122

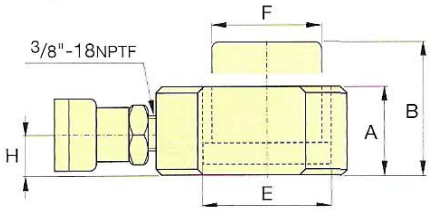
Conjuntos de bomba y cilindro
Para facilitar los pedidos, los cilindros marcados con un * están disponibles como conjuntos (cilindro, manómetro, acoples, manguera y bomba).

Página: 58

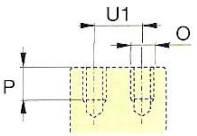
Cilindros de simple acción, serie RC

ENERPAC
Tecnología Hidráulica Mundial

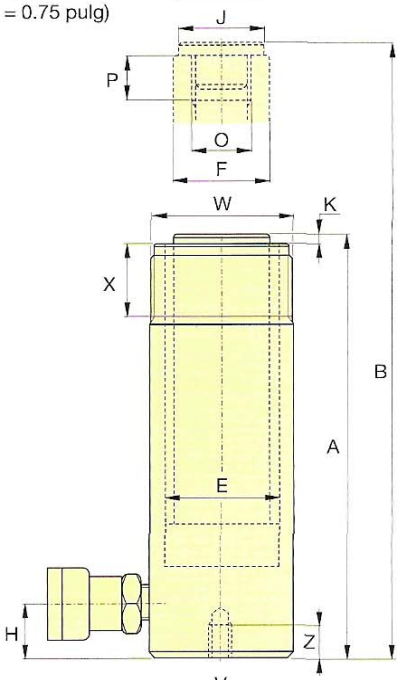


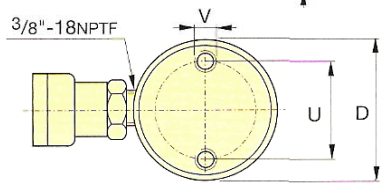


RC-50

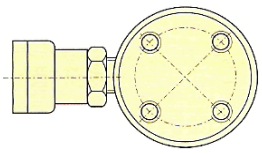


Únicamente para el RC-101
(U1 = 0.75 pulg)





Modelos RC-51 a RC-7513



Modelos RC-1006 y RC-10010

Tabla de velocidades

Para determinar la velocidad aproximada de su cilindro, consulte la tabla de velocidades de los cilindros Enerpac en las "Páginas Amarillas".

Página: 113

◄ Para conocer todas las características, consulte la página 6.

Capacidad del cilindro (toneladas) [máxima]	Carrera (pulg)	Número de modelo	Área efectiva del cilindro (pulg²)	Volumen de aceite (pulg³)	Altura retraído A (pulg)	Altura extendido B (pulg)	Diám. exterior D (pulg)
5 [4.9]	.63	RC-50**	.99	.62	1.63	2.25	2.31
	1.00	RC-51	.99	.99	4.34	5.34	1.50
	3.00	RC-53	.99	2.98	6.50	9.50	1.50
	5.00	RC-55*	.99	4.97	8.50	13.50	1.50
	7.00	RC-57	.99	6.96	10.75	17.75	1.50
	9.13	RC-59	.99	9.07	12.75	21.88	1.50
10 [11.2]	1.00	RC-101	2.24	2.24	3.53	4.53	2.25
	2.13	RC-102*	2.24	4.75	4.78	6.91	2.25
	4.13	RC-104	2.24	9.23	6.75	10.88	2.25
	6.13	RC-106*	2.24	13.70	9.75	15.88	2.25
	8.00	RC-108	2.24	17.89	11.75	19.75	2.25
	10.13	RC-1010*	2.24	22.65	13.75	23.88	2.25
	12.00	RC-1012	2.24	26.84	15.75	27.75	2.25
	14.00	RC-1014	2.24	31.31	17.75	31.75	2.25
15 [15.7]	1.00	RC-151	3.14	3.14	4.88	5.88	2.75
	2.00	RC-152	3.14	6.28	5.88	7.88	2.75
	4.00	RC-154*	3.14	12.57	7.88	11.88	2.75
	6.00	RC-156*	3.14	18.85	10.69	16.69	2.75
	8.00	RC-158	3.14	25.13	12.69	20.69	2.75
	10.00	RC-1510	3.14	31.42	14.69	24.69	2.75
	12.00	RC-1512	3.14	37.70	16.69	28.69	2.75
	14.00	RC-1514	3.14	43.98	18.69	32.69	2.75
25 [25.8]	1.00	RC-251	5.16	5.16	5.50	6.50	3.38
	2.00	RC-252*	5.16	10.31	6.50	8.50	3.38
	4.00	RC-254*	5.16	20.63	8.50	12.50	3.38
	6.25	RC-256*	5.16	32.23	10.75	17.00	3.38
	8.25	RC-258	5.16	42.55	12.75	21.00	3.38
	10.25	RC-2510	5.16	52.86	14.75	25.00	3.38
	12.25	RC-2512	5.16	63.18	16.75	29.00	3.38
	14.25	RC-2514*	5.16	73.49	18.75	33.00	3.38
30 [32.4]	8.25	RC-308	6.49	53.56	15.25	23.50	4.00
50 [55.2]	2.00	RC-502	11.04	22.09	6.94	8.94	5.00
	4.00	RC-504	11.04	44.18	8.94	12.94	5.00
	6.25	RC-506*	11.04	69.03	11.13	17.38	5.00
	13.25	RC-5013	11.04	146.34	18.13	31.38	5.00
75 [79.5]	6.13	RC-756	15.90	97.41	11.25	17.38	5.75
	13.13	RC-7513	15.90	208.74	19.38	32.50	5.75
100 [103.1]	6.63	RC-1006	20.63	136.67	14.06	20.69	7.00
	10.25	RC-10010	20.63	211.45	17.69	27.94	7.00

* Disponible como conjunto. Consulte la página 58.
** El cilindro RC-50 no tiene silleta acanalada desmontable ni rosca del collar.
*** D1 = 1.63 pulg, L = 0.81 pulg, M = 1.00 pulg

Cilindros de uso general, de simple acción

¡Acoples incluidos!
Todos los modelos incluyen los acoples CR-400. Compatibles con todas las mangueras de la serie HC.

Capacidad:
5-100 toneladas

Carrera:
0.63-14.25 pulgadas

Presión máxima de servicio:
10,000 psi

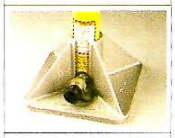
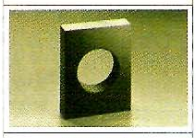
Serie RC

Diámetro interno del cilindro E (pulg)	Diám. del émbolo F (pulg)	Base a conexión de entrada de avance H (pulg)	Diám. de la silleta J (pulg)	Extensión de la silleta desde el émbolo K (pulg)	Rosca interna del émbolo O (pulg)	Longitud de la rosca del émbolo P (pulg)	Orificios de montaje en la base			Rosca del collar W (pulg)	Longitud de la rosca del collar X (pulg)	Peso (libras)	Número de modelo
							Círculo de pernos U (pulg)	Rosca V (pulg)	Profundidad de la rosca Z (pulg)				
1.13	1.00	.75	**	**	**	**	1.13	.22	—	—	—	2.2	**RC-50****
1.13	1.00	.75	1.00	.25	¾"-16	.56	1.00	¼"-20UN	.56	1½"-16	1.13	2.3	**RC-51**
1.13	1.00	.75	1.00	.25	¾"-16	.56	1.00	¼"-20UN	.56	1½"-16	1.13	3.3	**RC-53**
1.13	1.00	.75	1.00	.25	¾"-16	.56	1.00	¼"-20UN	.56	1½"-16	1.13	4.1	**RC-55***
1.13	1.00	.75	1.00	.25	¾"-16	.63	1.00	¼"-20UN	.56	1½"-16	1.13	5.3	**RC-57**
1.13	1.00	.75	1.00	.25	¾"-16	.63	1.00	¼"-20UN	.56	1½"-16	1.13	6.1	**RC-59**
1.69	1.50	.75	–	–	#10-24UN	.25	1.56	5⁄16"-18UN	.50	2¼"-14	1.06	4.0	**RC-101**
1.69	1.50	.75	1.38	.25	1"- 8	.75	1.56	5⁄16"-18UN	.50	2¼"-14	1.13	5.1	**RC-102***
1.69	1.50	.75	1.38	.25	1"- 8	.75	1.56	5⁄16"-18UN	.50	2¼"-14	1.06	7.2	**RC-104**
1.69	1.50	.75	1.38	.25	1"- 8	.75	1.56	5⁄16"-18UN	.50	2¼"-14	1.13	9.8	**RC-106***
1.69	1.50	.75	1.38	.25	1"- 8	.75	1.56	5⁄16"-18UN	.50	2¼"-14	1.06	12	**RC-108**
1.69	1.50	.75	1.38	.25	1"- 8	.75	1.56	5⁄16"-18UN	.50	2¼"-14	1.13	14	**RC-1010***
1.69	1.50	.75	1.38	.25	1"- 8	.75	1.56	5⁄16"-18UN	.50	2¼"-14	1.06	15	**RC-1012**
1.69	1.50	.75	1.38	.25	1"- 8	.75	1.56	5⁄16"-18UN	.50	2¼"-14	1.06	18	**RC-1014**
2.00	1.63	.75	1.50	.38	1"- 8	1.00	1.88	⅜"-16UN	.50	2¾"-16	1.19	7.2	**RC-151**
2.00	1.63	.75	1.50	.38	1"- 8	1.00	1.88	⅜"-16UN	.50	2¾"-16	1.19	9	**RC-152**
2.00	1.63	.75	1.50	.38	1"- 8	1.00	1.88	⅜"-16UN	.50	2¾"-16	1.19	11	**RC-154***
2.00	1.63	1.00	1.50	.38	1"- 8	1.00	1.88	⅜"-16UN	.50	2¾"-16	1.19	15	**RC-156***
2.00	1.63	1.00	1.50	.38	1"- 8	1.00	1.88	⅜"-16UN	.50	2¾"-16	1.19	18	**RC-158**
2.00	1.63	1.00	1.50	.38	1"- 8	1.00	1.88	⅜"-16UN	.50	2¾"-16	1.19	21	**RC-1510**
2.00	1.63	1.00	1.50	.38	1"- 8	1.00	1.88	⅜"-16UN	.50	2¾"-16	1.19	24	**RC-1512**
2.00	1.63	1.00	1.50	.38	1"- 8	1.00	1.88	⅜"-16UN	.50	2¾"-16	1.19	26	**RC-1514**
2.56	2.25	1.00	2.00	.41	1½"-16	1.00	2.31	½"-13UN	.75	3⁵⁄16"-12	1.94	13	**RC-251**
2.56	2.25	1.00	2.00	.41	1½"- 16	1.00	2.31	½"-13UN	.75	3⁵⁄16"-12	1.94	14	**RC-252***
2.56	2.25	1.00	2.00	.41	1½"- 16	1.00	2.31	½"-13UN	.75	3⁵⁄16"-12	1.94	18	**RC-254***
2.56	2.25	1.00	2.00	.41	1½"- 16	1.00	2.31	½"-13UN	.75	3⁵⁄16"-12	1.94	22	**RC-256***
2.56	2.25	1.00	2.00	.41	1½"- 16	1.00	2.31	½"-13UN	.75	3⁵⁄16"-12	1.94	27	**RC-258**
2.56	2.25	1.00	2.00	.41	1½"- 16	1.00	2.31	½"-13UN	.75	3⁵⁄16"-12	1.94	31	**RC-2510**
2.56	2.25	1.00	2.00	.41	1½"- 16	1.00	2.31	½"-13UN	.75	3⁵⁄16"-12	1.94	36	**RC-2512**
2.56	2.25	1.00	2.00	.41	1½"- 16	1.00	2.31	½"-13UN	.75	3⁵⁄16"-12	1.94	39	**RC-2514***
2.88	2.25	2.25	2.00	.41	1½"- 16	1.00	—	—	—	3⁵⁄16"-12	1.94	40	**RC-308**
3.75	3.13	1.31	2.81	.11	—	—	3.75	½"-13UN	.75	5"-12	2.19	33	**RC-502**
3.75	3.13	1.31	2.81	.11	—	—	3.75	½"-13UN	.75	5"-12	2.19	42	**RC-504**
3.75	3.13	1.38	2.81	.11	—	—	3.75	½"-13UN	.75	5"-12	2.19	51	**RC-506***
3.75	3.13	1.38	2.81	.11	—	—	3.75	½"-13UN	.75	5"-12	2.19	83	**RC-5013**
4.50	3.75	1.19	2.81	.23	—	—	—	—	—	5¾"-12	1.75	65	**RC-756**
4.50	3.75	1.19	2.81	.23	—	—	—	—	—	5¾"-12	1.75	130	**RC-7513**
5.13	4.13	1.63	2.81	.11	—	—	5.50	¾"-10UN	1.00	6⅞"-12	1.75	130	**RC-1006**
5.13	4.13	1.63	2.81	.11	—	—	5.50	¾"-10UN	1.00	6⅞"-12	1.75	160	**RC-10010**

Accesorios para cilindros

ENERPAC
Tecnología Hidráulica Mundial

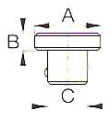
▼ TABLA DE SELECCIÓN

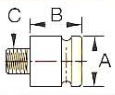
Para ser utilizado con cilindro de una capacidad de (toneladas)	Silletas			Placas base	Bloques de montaje	Horquillas de anillo	
	Lisas/roscadas	Acanaladas[1]	Inclinables			Base[4]	Émbolo
							
5	A-53F[2]	A-53G[2]	–	–	RB-5[2], AW-51[2], AW-53[2]	REB-5[2]	REP-5[2]
10	A-12[3], A-102F[3]	A-102G[3]	CAT-10[3]	JBI-10	RB-10, AW-102	REB-10	REP-10[3]
15	–	A-152G	CAT-10	–	RB-15	REB-15	REP-10
25	A-29	A-252G	CAT-50	JBI-25	RB-25	REB-25	REP-25
30	A-29	A-252G	CAT-50	–	RB-25	–	REP-25
50	–	–	CAT-100	JBI-50	–	–	–
75	–	–	CAT-100	–	–	–	–
100	–	–	CAT-100	–	–	–	–

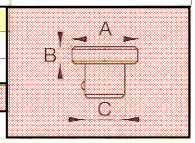
[1] Estándar en cilindros RC de 5 a 30 toneladas [2] Excepto RC-50 [3] Excepto RC-101 [4] Se incluyen los tornillos de montaje.

▼ TABLAS DE DIMENSIONES

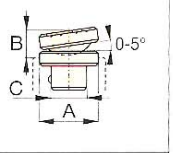
Número de modelo	Dimensiones de la silleta (pulg)		
	A	B	C
	Lisa		
A-53F	1.00	.25	.68
A-102F	1.38	.24	.88
A-12	2.00	1.88	1"-8UNC
A-29	2.00	1.88	1 1/2"-16UN
	Acanalada		
A-53G	1.00	.25	.68
A-102G	1.38	.24	.88
A-152G	1.50	.37	.88
A-252G	1.97	.37	1.40

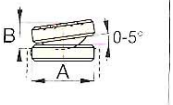




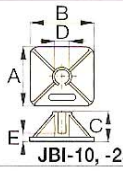


Número de modelo	Dimensiones de las silletas inclinables (pulg)		
	A	B	C
	Inclinables		
CAT-10	1.38	.79	.88
CAT-50	1.97	.83	1.40
	Inclinables		
CAT-100	2.80	.98	–

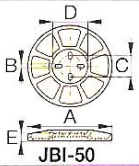




Número de modelo	Dimensiones de las placas base (pulg)				
	A	B	C	D	E
JBI-10	9.00	9.00	5.34	2.29	.81
JBI-25	11.00	11.00	5.53	3.41	1.03
JBI-50	12.00	.60	3.75	5.19	1.25

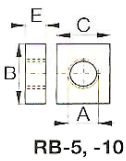


JBI-10, -25

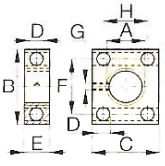


JBI-50

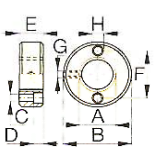
Número de modelo	Dimensiones de los bloques de montaje (pulg)							
	A	B	C	D	E	F	G	H
RB-5	1 1/2"-16	3.50	3.00	–	1.00	–	–	–
AW-51	1 1/2"-16	2.76	2.36	.43	.98	2.13	1/4"-20	1.62
AW-53	1 1/2"-16	2.87	.28	.31	.75	2.25	1/4"-20	.41
RB-10	2 1/4"-14	4.50	3.50	–	1.00	–	–	–
AW-102	2 1/4"-14	3.94	3.25	.63	1.18	3.00	7/16"-20	2.31
RB-15	2 3/4"-16	4.00	4.50	–	1.50	–	–	–
RB-25	3 5/16"-12	5.00	6.50	–	2.00	–	–	–



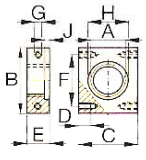
RB-5, -10
RB-15, -25



AW-51

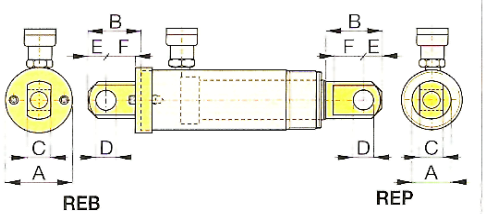


AW-53



AW-102 (J=.19)

Tipo	Número de modelo	Dimensiones de las horquillas de anillo (pulg)						Distancia entre espigas* (pulg)
		A	B	C	D	E	F	
Base[4]	**REB-5**	1.75	1.88	.56	.63	.63	1.00	2.37
	REB-10	2.50	2.63	1.00	.88	1.00	1.38	3.07
	REB-15	3.00	2.63	1.00	.88	1.00	1.38	3.07
	REB-25	3.75	3.13	1.50	1.25	1.25	1.63	3.45
Émbolo	**REP-5**	1.13	1.62	.56	.63	.63	.75	—
	REP-10	1.69	2.43	1.00	.88	1.00	1.13	—
	REP-25	2.25	2.93	1.50	1.25	1.25	1.38	—



* Distancia entre pernos: con horquillas REB y REP. Agregar la longitud de la carrera del cilindro.
[4] Se incluyen los tornillos de montaje.

Conjuntos de bombas y cilindros de simple acción

ENERPAC
Tecnología Hidráulica Mundial

▼ Conjunto de cilindro y bomba: **SCR-1010H**

La manera más fácil y rápida de comenzar a trabajar de inmediato

- **Óptima combinación de los componentes individuales**
- **Los conjuntos incluyen una manguera de 6 pies y un manómetro calibrado con adaptador para el manómetro**
- **Todas las bombas manuales son de dos velocidades**

Tabla de velocidades
Consulte la Tabla de velocidades de cilindros Enerpac en nuestra sección titulada "Páginas Amarillas".
Página: 113

1 **Selección de cilindros** (Para ver las descripciones completas de los productos, consulte la sección de cilindros de este catálogo)	Capacidad nominal del conjunto (t)	Número de modelo del cilindro	Carrera (pulg)	Altura, retraído (pulg)
Cilindros para uso general, de simple acción: Para máxima versatilidad. **Serie RC** *Página* 6	5	RC-55	5.00	8.50
	10	RC-102	2.13	4.78
		RC-106	6.13	9.75
		RC-1010	10.13	13.75
	15	RC-154	4.00	7.88
		RC-156	6.00	10.69
	25	RC-252	2.00	6.50
		RC-254	4.00	8.50
		RC-256	6.25	10.75
		RC-2514	14.25	18.75
	50	RC-506	6.25	11.13
Cilindros de baja altura de simple acción: Ideales para espacios reducidos. **Serie RCS** *Página* 22	10	RCS-101	1.50	3.47
	20	RCS-201	1.75	3.88
	30	RCS-302	2.44	4.63
	50	RCS-502	2.38	4.81
	100	RCS-1002	2.25	5.56
Cilindros huecos de simple acción: Para aplicaciones de tirar y empujar. **Serie RCH** *Página* 26	12	RCH-121	1.63	4.75
	20	RCH-202	2.00	6.31
	30	RCH-302	2.50	7.03
	60	RCH-603	3.00	9.75
	100	RCH-1003	3.00	10.00
Cilindros de tracción: Lo máximo en potencia de tiro. **Serie BRP** *Página* 24	10	BRP-106C	5.95	23.11
		BRP-106L	5.95	21.33
	30	BRP-306	6.10	42.72
	60	BRP-606	5.98	28.34
	–	–	–	–

Conjuntos de bombas y cilindros de simple acción

SELECCIÓN DEL CONJUNTO:

1. Elija el cilindro
2. Elija la bomba
3. Encuentre el número de modelo del conjunto en el campo azul de la matriz

EJEMPLO DE SELECCIÓN

Cilindro seleccionado:
- RC-106, cilindro de simple acción con carrera de 6.13"

Bomba seleccionada:
- P-392, bomba manual liviana

Número de modelo del conjunto:
- SCR-106H

Incluye:
- Manguera HC-7206
- Manómetro GF-10P
- Adaptador GA-2

Serie SC

Capacidad:
5-100 toneladas

Carrera:
1.50-14.25 pulgadas

Presión máxima de servicio:
10,000 psi

2 Selección de bombas (para ver descripciones completas de los productos, consulte la sección de bombas de este catálogo)

Bomba manual P-142	Bomba manual P-392	Bomba manual P-80	Bomba de pedal P-462	Bomba neumática Turbo II PATG-1102N	Accesorios incluidos: No. de modelo de la manguera	No. de modelo del manómetro	No. de modelo del adaptador para manómetro
SCR-55H	–	–	–	–	HC-7206	GP-10S	GA-4
–	SCR-102H	–	SCR-102FP	SCR-102A	HC-7206	GF-10P	GA-2
–	SCR-106H	–	SCR-106FP	SCR-106A	HC-7206	GF-10P	GA-2
–	SCR-1010H	–	SCR-1010FP	SCR-1010A	HC-7206	GF-10P	GA-2
–	SCR-154H	–	SCR-154FP	SCR-154A	HC-7206	GP-10S	GA-2
–	SCR-156H	–	SCR-156FP	SCR-156A	HC-7206	GP-10S	GA-2
–	SCR-252H	–	SCR-252FP	SCR-252A	HC-7206	GF-20P	GA-2
–	SCR-254H	–	SCR-254FP	SCR-254A	HC-7206	GF-20P	GA-2
–	SCR-256H	–	SCR-256FP	SCR-256A	HC-7206	GF-20P	GA-2
–	–	SCR-2514H	–	SCR-2514A	HC-7206	GF-20P	GA-2
–	–	SCR-506H	–	SCR-506A	HC-7206	GF-50P	GA-2
–	SCL-101H	–	SCL-101FP	SCL-101A	HC-7206	GF-10P	GA-2
–	SCL-201H	–	SCL-201FP	SCL-201A	HC-7206	GF-230P	GA-2
–	SCL-302H	–	SCL-302FP	SCL-302A	HC-7206	GF-230P	GA-2
–	SCL-502H	–	SCL-502FP	SCL-502A	HC-7206	GF-510P	GA-2
–	–	SCL-1002H	–	–	HC-7206	GF-510P	GA-2
SCH-121H	–	–	–	–	HB-7206	GF-120P	GA-4
–	SCH-202H	–	SCH-202FP	SCH-202A	HC-7206	GF-813P	GA-3
–	SCH-302H	–	SCH-302FP	SCH-302A	HC-7206	GF-813P	GA-3
–	–	SCH-603H	–	SCH-603A	HC-7206	GF-813P	GA-3
–	–	SCH-1003H	–	–	HC-7206	GP-10S	GA-2
–	SCP-106CH	–	SCP-106CFP	–	HC-7206	GP-10S	GA-2
–	SCP-106LH	–	SCP-106LFP	–	HC-7206	GP-10S	GA-2
–	–	SCP-306H	–	–	HC-7206	GP-10S	GA-2
–	–	SCP-606H	–	–	HC-7206	GP-10S	GA-2
–	–	–	–	–	–	–	–

Bombas hidráulicas Enerpac

ENERPAC
Tecnología hidráulica a nivel mundial

Las bombas hidráulicas Enerpac están disponibles en más de 1000 configuraciones diferentes. Sean cual fueren sus necesidades en bomba de alta presión ... velocidad, control, ciclo de rendimiento intermitente o de trabajo pesado...puede tener la seguridad de que Enerpac tiene la bomba adecuada para su aplicación.

Enerpac cuenta con la más amplia línea de bombas de alta presión disponibles en el mercado y le ofrece modelos accionados manualmente o por electricidad, aire o gasolina con múltiples configuraciones de depósito y válvula.

Selección de bombas

Si necesita ayuda para elegir la bomba adecuada para sus necesidades, consulte nuestras **"Páginas Amarillas"**.

Si requiere más asistencia, comuníquese con la oficina de Enerpac más cercana.

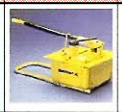
Página: 103

Bombas para llaves de torque

Las bombas neumáticas y eléctricas adaptadas al sistema controlan la operación de las llaves de torque Enerpac.

Página: 212

Bombas hidráulicas: resumen de la sección

Fuente de potencia	Tipos de bomba	Capacidad máxima del depósito	Flujo maximo a presion nominal (pulg³/min)	Serie		Página
Manual	**Bombas manuales livianas** Exclusivas de Enerpac	155 pulg³	.15 (pulg³/recorrido)	P		62 ▶
	Bombas manuales de acero	453 pulg³	.29	P		64 ▶
	Bombas manuales de baja presión	200 pulg³	1.55 (pulg³/recorrido)	P		66 ▶
	Bomba de pedal Bomba para operación sin utilizar las manos	38 pulg³	.15 (pulg³/recorrido)	P		68 ▶
	Bombas manuales para fluidos múltiples Bombeo de fluidos hasta a 14,500 psi	38 pulg³	1.33 (pulg³/recorrido)	MP		69 ▶
	Bombas manuales de ultra alta presión Presión hasta 40,000 psi	60 pulg³	.15 (pulg³/recorrido)	P/11		70 ▶
Electricidad	**Serie económica** Compacta y portátil	1 gal.	20	PU		72 ▶
	Serie de bombas sumergidas Potentes y poco ruidosas	1.5 gal.	20	PE		74 ▶
	Bombas clase Z, serie ZU4 Bombas portátiles	10 gal.	60	ZU		78 ▶ 80 ▶
	Bombas clase Z, series ZE3 a ZE6 El estándar industrial	10 gal.	200	ZE		86 ▶
	Serie 8000 La bomba de flujo máximo	25 gal.	462	PE		92 ▶
Aire	**Bombas neumático-hidráulicas Turbo II** El nuevo estándar en bombas neumáticas	305 pulg³	10	PA		94 ▶
	Bombas neumático-hidráulicas Con uno y dos motores neumáticos	2 gal.	9	PA PAM		96 ▶ 97 ▶
	Bombas neumático-hidráulicas ZA4 El estándar para bombas neumático-hidráulicas	10 gal.	80	ZA		98 ▶
Gasolina	**Serie Atlas** Su solución en bomba de gasolina	10 gal.	100	PGM		100 ▶
	Serie 8000 Para los trabajos más voluminosos	25 gal.	346	EGM		102 ▶

Serie P, bombas manuales livianas

ENERPAC
Tecnología hidráulica a nivel mundial

▼ De arriba hacia abajo: **P-802, P-842, P-202, P-142**

Exclusivamente de Enerpac

- **Diseño liviano y compacto**
- **Depósito de gran durabilidad de nylón con refuerzo de fibra de vidrio y base de bomba de aluminio encapsulado en nylón para brindar máxima resistencia a la corrosión**
- **La operación con dos velocidades en la mayoría de los modelos reduce los movimientos de bombeo en hasta un 78% en comparación con las bombas de velocidad única**
- **Menor esfuerzo de bombeo para reducir la fatiga del operario**
- **Válvula integrada de 4 vías en el modelo P-842 para su operación con cilindros de doble acción**
- **El seguro de la palanca y su bajo peso facilitan su transporte**
- **Gran capacidad de aceite para alimentar una amplia gama de cilindros y herramientas**
- **Palanca de fibra de vidrio aislante para dar seguridad al operario**
- **Válvula interna de alivio de presión para dar protección en caso de sobrecargas**

Tabla de combinación de cilindros
Si necesita ayuda para elegir la bomba manual que se adapte a sus necesidades, consulte la Tabla de combinación de cilindros de las "Páginas Amarillas".
Página: 104

Tabla de velocidades
Para determinar cómo funcionará su cilindro con una bomba especifica, consulte la *Tabla de velocidades de bombas y cilindros* en las "Páginas Amarillas".
Página: 113

Conjuntos de depósito:
Cuando se requieren conexiones de retorno al depósito, los conjuntos proporcionan una conexión de $^{7}/_{16}$-20 en la parte posterior del depósito.

PC-20	Compatible con los modelos P-141, P-142
PC-25	Compatible con los modelos P-202, P-391, P-392

Aceite para bomba manual LX-101
Un aceite de viscosidad media formulado especialmente para bombas manuales. Se comporta bien a bajas temperaturas y requiere menos esfuerzo de bombeo que el aceite azul estándar HF de Enerpac.
Página: 120

▼ *Modelo P-392 en operación, con cilindros RSM-500.*

Tipo de bomba	Volumen de aceite útil (pulg³)	Número de modelo	Presión nominal* (psi)		Desplazamiento de aceite por bombeo (pulg³)		Esfuerzo máximo de bombeo (libras)
			1ª etapa	2ª etapa	1ª etapa	2ª etapa	
Velocidad única	20	**P-141**	N/A	10,000	N/A	.055	72
	55	**P-391**	N/A	10,000	N/A	.151	85
Dos velocidades	20	**P-142****	200	10,000	.221	.055	78
	55	**P-202**	200	10,000	.221	.055	63
	55	**P-392****	200	10,000	.687	.151	93
	155	**P-802**	400	10,000	2.40	.151	95
	155	**P-842*****	400	10,000	2.40	.151	95

* Comuníquese con Enerpac si necesita una bomba para aplicaciones cuya presión de servicio sea un 10% menor que la presión nominal

** Disponible como conjunto. Vea la nota de la página siguiente.

Conjuntos de cilindros y bombas

Para su comodidad al realizar sus pedidos, las bombas marcadas con ** están disponibles como conjuntos (bomba, cilindro, manómetro, acoples y manguera).

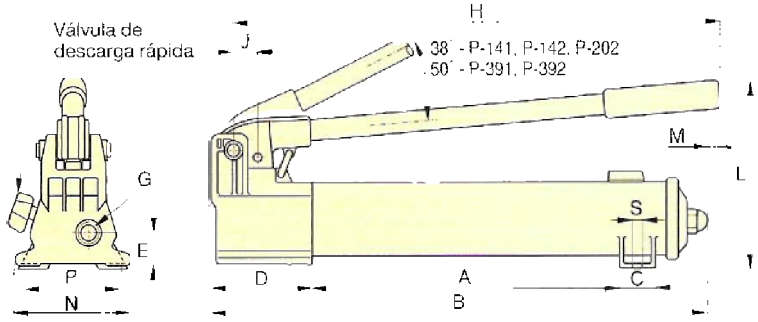
Página 58

Serie P

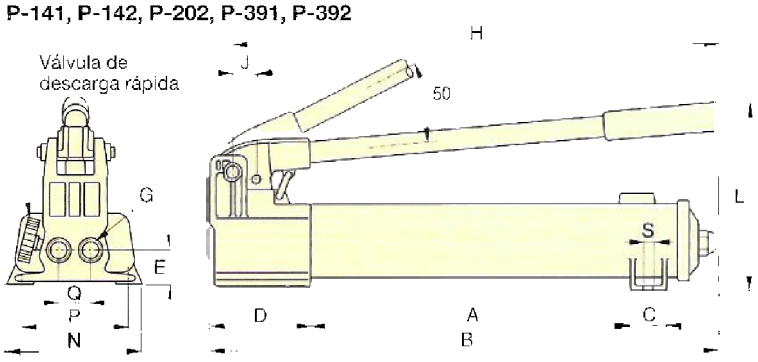
Capacidad del depósito:
20-155 pulg³

Flujo a presión nominal:
.055-.15 pulg³/recorrido

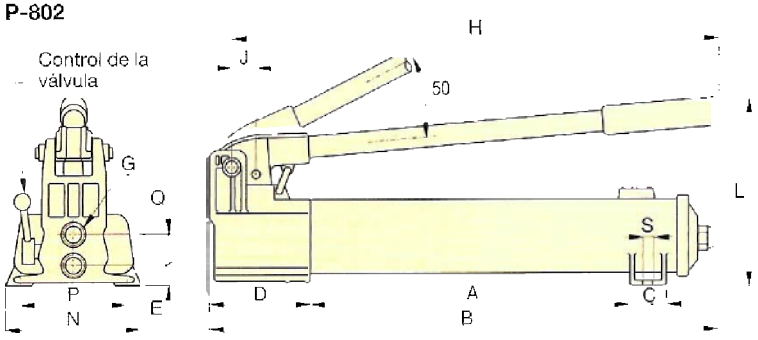
Presión de operación máxima:
10,000 psi



P-141, P-142, P-202, P-391, P-392



P-802



P-842

Mangueras

Enerpac ofrece una línea completa de mangueras hidráulicas de gran calidad. Para asegurar la integridad de su sistema, utilice únicamente mangueras hidráulicas Enerpac originales.

Página: 116

Manómetros

Reducen el riesgo de sobrecarga al mínimo y garantizan que su equipo brindará un servicio confiable y duradero. Para ver la línea completa de manómetros, consulte la sección "Componentes del sistema".

Página: 122

Depósito de aluminio

En aplicaciones en las cuales los depósitos de materiales compuestos pueden no ser adecuados, el modelo **P-392AL** utiliza un depósito de aluminio extruido. También se incluye una segunda palanca para usar con dos manos. Para obtener más detalles, comuníquese con Enerpac.

Carrera del pistón	Dimensiones (pulg)														Peso	Número de modelo
(pulg)	A	B	C	D	E	G	H	J	L	M	N	P	Q	S	(libras)	
.50	7.31	13.25	1.13	3.37	1.13	1/4"-18 NPTF	12.56	.75	5.63	–	3.75	3.18	–	.28	5.3	**P-141**
1.00	13.56	21.00	1.44	3.93	1.31	3/8"-18 NPTF	20.56	1.19	7.00	.63	4.75	–	–	–	9.0	**P-391**
.50	7.31	13.25	1.13	3.37	1.13	1/4"-18 NPTF	12.56	.75	5.63	–	3.75	3.18	–	.28	5.3	**P-142****
.50	13.56	20.06	1.44	3.37	1.13	1/4"-18 NPTF	15.75	.75	5.69	.63	3.75	–	–	–	7.5	**P-202**
1.00	13.56	21.00	1.44	3.93	1.31	3/8"-18 NPTF	20.56	1.19	7.00	.63	4.75	–	–	–	9.0	**P-392***
1.00	13.30	21.75	1.78	5.25	1.39	3/8"-18 NPTF	20.75	2.19	9.00	–	7.12	4.75	1.40	.41	18.0	**P-802**
1.00	13.30	21.75	1.78	5.25	.81	3/8"-18 NPTF	20.75	2.19	9.00	–	7.12	4.75	1.44	.41	22.0	**P-842**

Componentes del sistema: resumen de la sección

Componentes del sistema Enerpac: La gama completa de elementos adicionales que necesita para completar su sistema hidráulico de alta presión. Todos los componentes Enerpac, concebidos para trabajar con sus cilindros, bombas y herramientas Enerpac, fueron diseñados para cumplir con las normas más exigentes.

Enerpac, con su línea completa de mangueras hidráulicas, acoples, conectores, múltiples, aceites y manómetros, le brinda los accesorios para complementar su sistema, a la vez que asegura el funcionamiento eficiente, una larga vida útil y seguridad de su equipo hidráulico.

Tipo de componente	Serie		Página
Mangueras	700 900		116 ▶
Acoples	A, C, F, Z		118
Aceite hidráulico	HF LX		120
Múltiples	A AM		120
Conectores	FZ		121 ▶
Manómetros de presión y de fuerza hidráulicas	GF GP		122 ▶
Manómetros de presión hidráulica	G, H		124
Manómetros para sistemas de pruebas	T		126 ▶
Manómetros digitale	DGR		127 ▶
Accesorios para manómetros	GA, NV, V		128

Mangueras hidráulicas de alta presión

ENERPAC
Tecnología Hidráulica Mundial

▼ De arriba hacia abajo: **HC-7206, HC-7210, HC-9206**

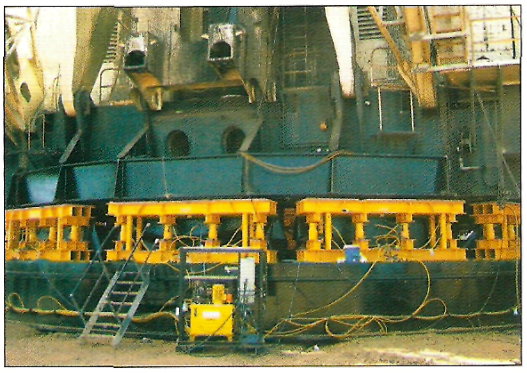
Todos los modelos cuentan con puños de goma para prolongar su vida útil y durabilidad.

Mangueras termoplásticas (serie 700)

- Para aplicaciones exigentes, con un factor de diseño de 4:1
- Presión máxima de servicio de 10,000 psi
- Dos capas de alambre de acero trenzado
- La envoltura exterior de poliuretano brinda máxima resistencia a la abrasión
- Presenta un bajo coeficiente de dilatación volumétrica cuando está bajo presión, que aumenta la eficiencia de todo el sistema

Mangueras de goma reforzado (serie 900)

- El surtido más completo: 35 modelos de hasta 50 pies de largo
- Cubierta de caucho con 2 capas de alambre de acero trenzado
- Diseñadas para cumplir con la especificación para mangueras IJ-100 del Instituto de Manejo de Materiales de EEUU.
- Flexibles, con poca "memoria", son la mejor opción para tramos largos



◀ *Para evitar contrapresión y para aumentar la velocidad de retracción de cilindro, al utilizar mangueras largas, la mejor opción es la gama de mangueras HC-7300 de Enerpac con diámetro interno aumentado.*

Sinónimo de seguridad y calidad

Para garantizar la integridad de su sistema, utilice solamente mangueras hidráulicas Enerpac.

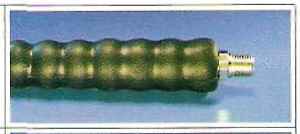
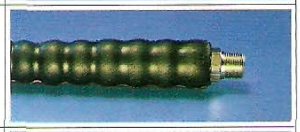
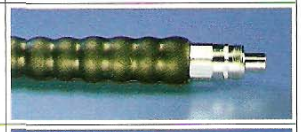
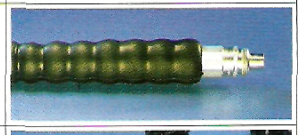
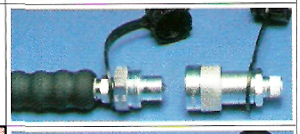
ADVERTENCIA !

- **No exceda el límite de presión máxima de 10,000 psi.**
- **No manipule mangueras cuando estén *bajo presión.***

Para conocer otras medidas de seguridad adicionales, consulte nuestras "Páginas Amarillas".

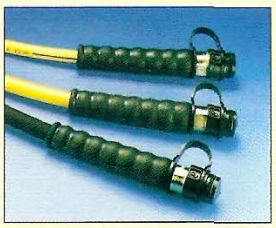
Página: 104

▼ **Acoples para extremos de manguera**

1/4" NPTF	
3/8" NPTF	
A-604	
A-630	
AH-604	
AH-630	
C-604	
CH-604	

Mangueras hidráulicas de alta presión

Series
700
900



Diámetro interno:
.25 y .38 pulgadas

Longitud:
2-50 pies

Presión de operación máxima:
10,000 psi

Diám. interno	Ensambles y acoples para extremos de manguera*		Longitud de la manguera	Serie 700 Termoplásticas		Serie 900 Goma reforzado	
(pulg)	Extremo uno	Extremo dos	(pies)	Número de modelo	Peso (libras)	Número de modelo	Peso (libras)
.25	1/4" NPTF	1/4" NPTF	6	–		H-9206Q	2.6
		3/8" NPTF	6	–		H-9206S	2.6
		A-630	6	HB-7206QB	2.4	HB-9206QB	3.1
		AH-630	6	–		HB-9206Q	2.9
		CH-604	6	HC-7206Q	2.3	HC-9206Q	3.0
	3/8" NPTF	3/8" NPTF	2	H-7202	1.2	H-9202	1.6
			3	H-7203	1.5	H-9203	1.9
			6	H-7206	2.0	H-9206	2.6
			10	H-7210	3.0	H-9210	3.9
			20	H-7220	6.2	H-9220	8.0
			30	H-7230	10.0	H-9230	13.0
			50	H-7250	15.4	H-9250	22.0
		A-604		–		–	
			6	HA-7206B	2.5	HA-9206B	3.2
			10	–		HA-9210B	4.5
		AH-604		–		–	
			3	–		HA-9203	2.1
			6	HA-7206	2.2	HA-9206	2.9
			10	HA-7210	3.2	HA-9210	4.2
		AH-630	6	HB-7206	2.2	HB-9206	2.9
		C-604	3	HC-7203B	2.2	HC-9203B	2.9
			6	HC-7206B	2.8	HC-9206B	3.7
			10	HC-7210B	3.9	HC-9210B	5.0
		CH-604	3	HC-7203	1.7	HC-9203	2.2
			6	HC-7206	2.3	HC-9206	3.0
			10	HC-7210	3.3	HC-9210	4.3
			20	HC-7220	6.4	HC-9220	8.3
	CH-604	CH-604	6	HC-7206C	2.4	HC-9206C	3.1
			50	HC-7250C	15.4	HC-9250C	20.0
.38	3/8" NPTF	3/8" NPTF	6	H-7306	3.5	H-9306	4.6
			10	H-7310	5.4	H-9310	7.0
			20	H-7320	10.0	H-9320	13.0
			30	H-7330	16.2	H-9330	21.0
			50	–		H-9350	33.0
		CH-604	6	HC-7306	3.4	HC-9306	4.9
				–		HC-9308	6.2
			10	HC-7310	5.6	HC-9310	7.3
			20	HC-7320	11.2	HC-9320	14.6

* Si desea obtener información técnica sobre los acoples, vea la página siguiente.

Mangueras para llaves de torque

Para garantizar la integridad de su sistema hidráulico, utilice mangueras dobles de seguridad 3.5:1 Enerpac para llaves doble acción. Consulte la matriz de selección.

Página: 212

Conectores

Para conectores adicionales consulte la página de conectores de la sección Componentes del sistema.

Página: 121

Capacidad de aceite de la manguera

Al usar mangueras largas, a veces es necesario llenar el depósito de la bomba luego de llenar las mangueras. Para determinar la capacidad de aceite de la manguera, utilice lo siguiente:

Para mangueras con un diámetro interno de 0.25 pulgadas:
Capacidad ($pulg^3$) = 0.5892 x longitud (pies)

Para mangueras con un diámetro interno de 0.38 pulgadas:
Capacidad ($pulg^3$) = 1.3608 x longitud (pies)

▼ Foto: **FH-604, FR-400, A-630 desarmado, C-604, AH-604, AR-400**

Acoples de alto flujo de 3/8 de pulgada

- Componente estándar en la mayoría de los cilindros Enerpac
- Se recomienda su uso en todas las bombas y cilindros Enerpac cuando lo permitan el espacio y la ubicación de las conexiones
- Incluye tapa guardapolvo "2 en 1" para usarse en las mitades correspondientes a los acoples hembra y macho

Acoples del tipo "Flush-face" (de cara aplanada) de alto flujo de 3/8 de pulgada

- Operación de conexión rápida para garantizar una buena conexión en todos los casos
- Su cara aplanada, sin pérdidas, permite su funcionamiento con un mínimo de derrames
- Reconocidos por el HTMA* por su seguridad y rendimiento

Acople Spee-D-Coupler® normal de 3/8 de pulgada

- Para aplicaciones de servicio mediano y para bombas manuales
- Incluye tapa guardapolvo hembra de acero

Acople norma de 1/4 de pulgada

- Para uso con bombas manuales y cilindros pequeños
- Incluye tapa guardapolvo de acero hembra

* Asociación de Fabricantes de Equipos Hidráulicos (HTMA)

Rápida conexión de líneas hidráulicas

Selladores de roscas

Para sellar las roscas NPTF, utilice los nuevos selladores de roscas anaeróbicos o cinta de Teflón. Al utilizar cinta de Teflón, aplíquela a una rosca del extremo del conector para evitar que se introduzca en el sistema hidráulico.

ADVERTENCIA!

Sólo se podrán presurizar los acoples una vez que estén completamente conectados y no se deberán conectar ni desconectar cuando estén presurizados.

Para conocer otras medidas de seguridad adicionales, consulte nuestras "Páginas Amarillas".

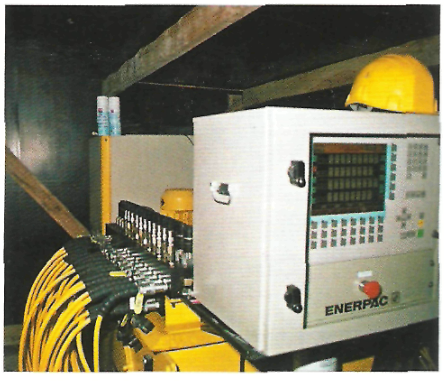
Página: 104

Acoples para llaves de torque de las series S y W

Las llaves de torque de las series S y W requieren acoples 'spin-on' de 6 mm [1/4 de pulgada] y mangueras THQ.

Página: 108

▼ *Con el uso de los acoples de alto flujo Enerpac, las mangueras se instalan fácilmente para múltiples conexiones de líneas hidráulicas en este sistema de levantamiento controlado PLC de 34 puntos.*



Serie F

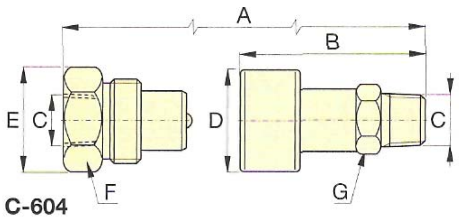
Acoples de cara aplanada que ofrecen menores caídas de presión en comparación con otros tipos y que son los preferidos en ambientes sucios como construcción y minería debido a la limpieza fácil de sus caras, que no atrapan suciedad.

Series A, C, F, Z

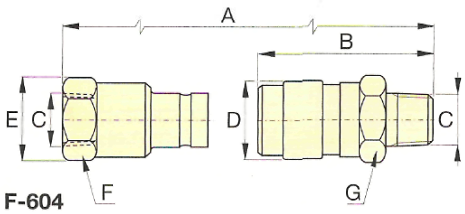
Capacidad máxima de flujo:
2,500 pulg³/min.

Rosca:
1/4" y 3/8" NPTF

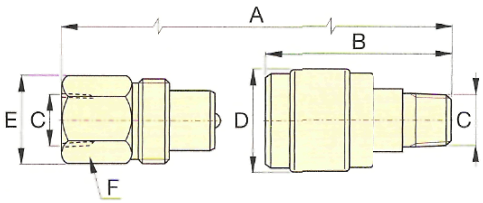
Presión de operación máxima:
10,000 psi



C-604



F-604

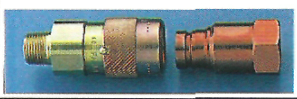
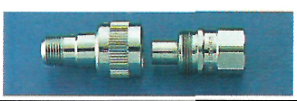


A-604, A-630

Tapas guardapolvos metálicas

Hay tapas guardapolvos metálicas disponibles para los acoples de la serie C-604. Solicite el número de modelo:

CD-411M para la mitad hembra
CD-415M para la mitad macho

Capacidad máxima de caudal (pulg³/min)	Tipo de acople	Números de modelo			Dimensiones (pulg)							Tapa(s) guardapolvos
		Juego completo	Mitad hembra	Mitad macho	A*	B	C	D	E	F	G	
2,500	Acople de alto flujo	C-604	CR-400	CH-604	3.26	2.87	3/8" NPTF	1.38	1.38	1.25	1.00	(2x) CD-411 Incluido
2,500	Acople "Flush-Face" (cara aplanada) 	F-604	FR-400	FH-604	4.36	2.85	3/8" NPTF	1.23	1.23	1.06	1.12	–
462	Acople regular Spee-D-Coupler® 	A-604	AR-400	AH-604	3.09	2.53	3/8" NPTF	1.12	.94	.94	.73	Z-410 Se incluye hembra Incluido
462	Acople normal	A-630	AR-630	AH-630	2.61	1.72	1/4" NPTF	.87	.81	.75	.57	Z-640 Se incluye hembra Incluido

* El valor "A" es la longitud total cuando las mitades hembra y macho están conectadas.

▼ De arriba hacia abajo: **HF-101, HF-100, HF-102, LX-101, A65, y FZ1055**

Componentes del sistema Enerpac auténticos

Aceite hidráulico

Contenido	Número de modelo
1 cuarto	**HF-100**
1 galón	**HF-101**
5 galones*	**HF-102**
55 galones	**HF-104**
1 galón**	**LX-101**

Use únicamente aceite hidráulico Enerpac original. El uso de cualquier otro líquido anulará la garantía de Enerpac.

* Envasado en dos latas de 2 1/2 galones.
** Aceite para bomba manual

Aceite HF

- **Formulado especialmente para bombas de potencia**
  - **gran índice de viscosidad**
  - **máxima eficiencia volumétrica**
  - **máxima transferencia de calor**
  - **evita la cavitación**
  - **aditivos contra lodos, herrumbre y espuma**
- **Máxima lubricidad de película protectora**
  - **aditivos contra oxidación**

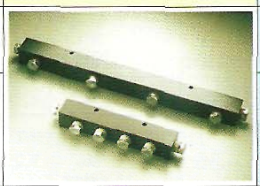
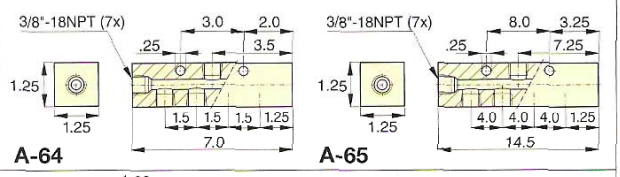
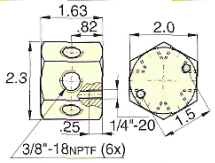
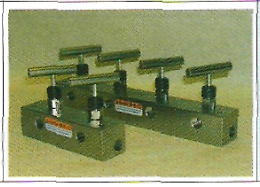
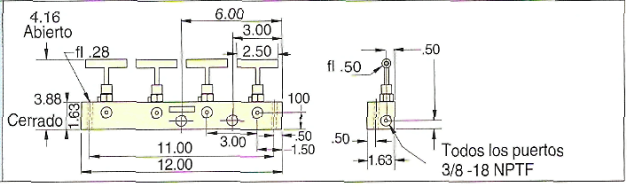
Aceite LX para bomba manual

- **Formulado especialmente para bombas manuales**
  - **aditivos contra lodos y herrumbre**
- **Menor esfuerzo para *manipulación con respecto al* aceite HF**
  - **índice de viscosidad medio**
  - ***buen rendimiento a baja* temperatura**
- **No para utilizar con bombas de potencia**

▼ Tabla de especificaciones del aceite

	Aceite LX	Aceite HF
Grado ISO	15	20
Índice de viscosidad	101 min	100 min
Viscosidad a 210 °F	3.2/3.7 S.U.S.	42/45 S.U.S.
Viscosidad a 100 °F	13.5/16.5 S.U.S	50/165 S.U.S.
Viscosidad a 0 °F	2100 S.U.S.	<12,000 S.U.S.
Densidad API	31.0/35.0	31.0/33.0
Punto de inflamación, C.O.C.°F	370 F	400
Punto de fluidez, °F	-30 F	-25 F
Color de base parafínica	Amarillo	Azul

Múltiples

Descripción		Número de modelo	Dimensiones (pulg)
Manifold de 7 pulg. de largo con *7 conexiones hembra.*		**A-64**	
Manifold de 14 pulg. de largo, que permite el montaje directo de las válvulas de control en el múltiple. 7 conexiones hembra.		**A-65**	
Manifold hexagonal de 6 conexiones. *Se suministra con tapones* para todas las conexiones de 3/8"-18 NPTF.		**A-66**	
Manifold premontado Funciona como una válvula de flujo dividido para controlar 2 a 4 cilindros *de simple acción simultáneamente.* Todas las conexiones son de 3/8"-18 NPTF.		**AM-21** **AM-41**	

Tuberías recomendadas para aplicaciones de instalaciones manuales

Enerpac no proporciona tuberías ni tubos de alta presión, pero recomienda el uso de tuberías de acero estirado en frío en lugar de los tubos comunes en el caso de las siguientes medidas:

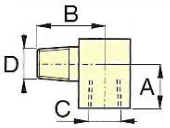
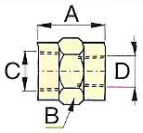
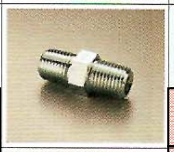
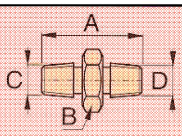
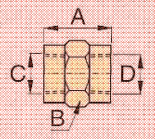
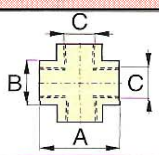
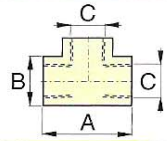
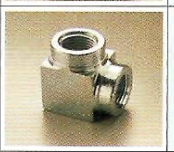
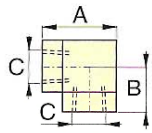
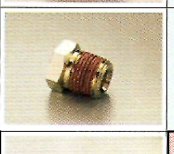
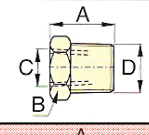
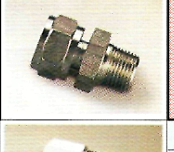
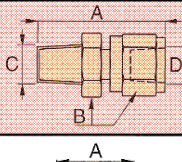
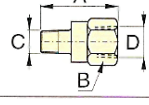
En lugar de tubo de 1/4 de pulgada utilice tubería de 3/8 de pulgada con un espesor de pared mínimo de 0.065 pulgada.

Para tubo de 3/8 de pulgada utilice como mínimo cédula 80 ó 1/2 de pulgada con un espesor de pared mínimo de 0.095 pulgada.

Para tubo de 1/2 de pulgada utilice como mínimo cédula 80 o tubería de 3/4 de pulgada con un espesor de pared mínimo de 0.135 pulgada.Todos los espesores de pared de tubería se basan en una resistencia a la tracción mínima de 55,000 psi.

Serie
A, AM FZ, HF, LX

Conectores 10,000 psi

Descripción		Número de modelo	Dimensiones (pulg) A	B	C	D	
Codo De: Macho 3/8"-NPTF A: Hembra 3/8"-NPTF		**FZ-1616**	.94	1.30	3/8"-18 NPTF	3/8"-18 NPTF	
Conector de reducción De: Hembra 3/8"-NPTF A: Hembra 1/4"-NPTF		**FZ-1615**	1.13	1.00	3/8"-18 NPTF	1/4"-18 NPTF	
De: Hembra 1/2"-NPTF A: Hembra 3/8"-NPTF		**FZ-1625**	1.88	1.14	1/2"-18 NPTF	3/8"-18 NPTF	
Niple hexagonal De: Macho 1/4"-NPTF A: Macho 1/4"-NPTF		**FZ-1608**	1.50	.63	1/4"-18 NPTF	1/4"-18 NPTF	
De: Macho 3/8"-NPTF A: Macho 3/8"-NPTF		**FZ-1617**	1.47	.75	3/8"-18 NPTF	3/8"-18 NPTF	
Acople De: Hembra 3/8"-NPTF A: Hembra 3/8"-NPTF		**FZ-1614**	1.13	1.00	3/8"-18 NPTF	3/8"-18 NPTF	
Cruz De: Hembra 3/8"-NPTF A: Hembra 3/8"-NPTF		**FZ-1613**	1.77	1.00	3/8"-18 NPTF	–	
Conector en T De: Hembra 3/8"-NPTF A: Hembra 3/8"-NPTF		**FZ-1612**	1.77	1.00	3/8"-18 NPTF	–	
Codo De: Hembra 3/8"-NPTF A: Hembra 3/8"-NPTF		**FZ-1610**	1.38	.88	3/8"-18 NPTF	–	
Casquillo reductor roscado De: Macho 3/8"-NPTF A: Hembra 1/4"-NPTF		**FZ-1630**	.75	.75	1/4"-18 NPTF	3/8"-18 NPTF	
Conector giratorio De: Macho 3/8"-NPTF A: Hembra 3/8"-NPTF		**FZ-1660**	1.56	.88	3/8"-18 NPTF	3/8"-18 NPTF	
Adaptador Hembra / Macho							
3/8"-18 NPTF / 1/4"-18 NPTF		**FZ-1055**	1.75	.94	1/4"-18 NPTF	3/8"-18 NPTF	
1/2"-14 NPTF / 1/4"-18 NPTF		**FZ-1633**	1.69	1.13	1/4"-18 NPTF	1/2"-14 NPTF	
1/2"-14 NPTF / 3/8"-18 NPTF		**FZ-1634**	1.69	1.13	3/8"-18 NPTF	1/2"-14 NPTF	

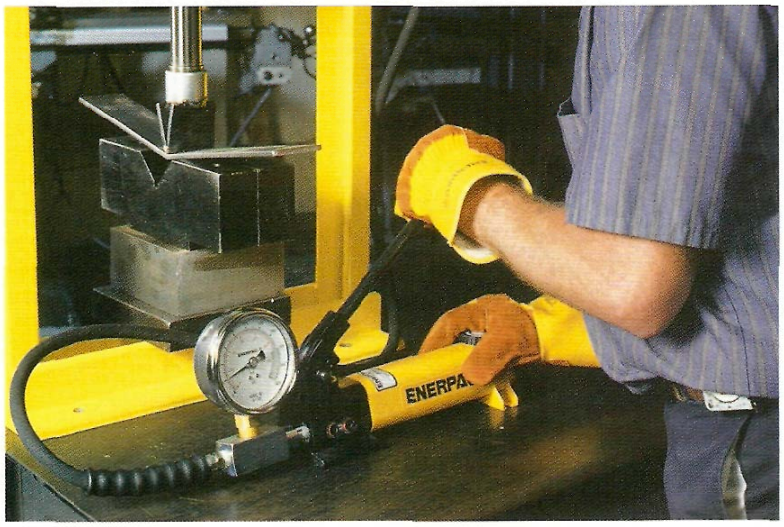
Mánometros de presión y fuerza hidráulica

ENERPAC
Tecnología Hidráulica Mundial

▼ Foto: **GF-871P, GP-10S**

- **Los manómetros de la serie GF están calibrados con lectura en doble escala de la presión y la fuerza**
- **Excelente legibilidad. Diámetro de la esfera del manómetro de 4 pulgadas.**
- **De fácil y rápida instalación**
- **Los manómetros de la serie GF están llenados con glicerina**
- **Provistos con marco de acero inoxidable para brindar resistencia a la corrosión**
- **Los manómetros de la serie GP están calibrados con lectura de doble escala en psi y en bares**

▼ *Se usa un manómetro GP-10S en esta prensa para medir la presión hidráulica requerida para doblar una barra plana de acero.*



Una referencia visual de la presión y la fuerza del sistema

Válvula de amortiguación automática

La válvula V-10 de amortiguación automática controla el movimiento de la aguja del manómetro mediante la restricción del flujo de aceite que entra o sale del manómetro, y permite así un control automático de las fluctuaciones del manómetro. No necesita ajustarse.

Página: 137

Válvula amortiguadora

Se puede regular infinitamente para medir el aceite que sale de un manómetro. También se puede utilizar la válvula amortiguadora V-91 como válvula de cierre para proteger al manómetro durante aplicaciones de ciclo frecuente.

Página: 137

Utilizado con	
	Todos los cilindros
	Todos los cilindros
	Todos los cilindros RC de 5 ton.
	Todos los cilindros RC de 10 ton.
	Todos los cilindros RC de 25 ton.
	Cilindros RC y RR de 50 ton.
	Serie RCH de 12 toneladas
	RCH/RRH de 20, 30 y 60 ton.
	RCS-201, 302
	RCS-502, 1002
	Prensas de 25 toneladas
	Prensas de 50 toneladas
	Prensas de 25 a 50 toneladas
	Prensas de 100 toneladas
	Prensas de 150 a 200 toneladas

Indicadores de presión y de fuerza hidráulicas

Aguja indicadora de punto máximo

La aguja indicadora retiene las lecturas pico de la presión y de la fuerza que genera el sistema. Solicite el número de modelo: **H-4000G**.

Se puede instalar fácilmente en manómetros secos de la serie GP.

Medidores de carga

Utilizados para medir la carga externa que soporta un cilindro o un gato. Para prensar piezas bajo una carga predeterminada, para pesar, realizar pruebas, etc.

Manómetros

Para medir la presión de entrada a los cilindros, gatos o sistemas de alta presión. También sirven para todas las aplicaciones de pruebas.

Los manómetros de la **serie GP** son secos. Los manómetros de la **serie GF** tienen glicerina.

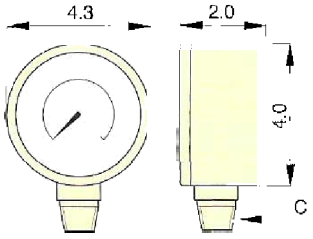
Serie
GF
GP

Intervalo de presión:
0-15,000 psi

Diámetro de la esfera:
4 pulgadas

Exactitud: % de la escala completa
± 1%

Todos los modelos



Calibración y tipo de manómetro					Unidades por división	Número de modelo*	Rosca C	Adaptador para el manómetro 128 Requerido		
psi	bares	psi	libras	toneladas			(pulg)	GA-1	GA-2	GA-3
0-10,000	0-700	–	–	–	100 psi, 10 bares	GP-10S	1/2 NPTF	●	●	
0-15,000	0-1000	–	–	–	200 psi, 10 bares	GP-15S	1/2 NPTF	●	●	
–	–	0-10,000	0-10,000	0-5	100 psi, 100 libras, .1 ton.	GF-5P	1/2 NPTF	●	●	
–	–	0-10,000	0-22,200	0-11	100 psi, 200 libras, .2 ton.	GF-10P	1/2 NPTF	●	●	
–	–	0-10,000	0-51,500	0-25.5	100 psi, 500 libras, .5 ton.	GF-20P	1/2 NPTF	●	●	
–	–	0-10,000	0-110,000	0-55	100 psi, 1000 libras, 1 ton.	GF-50P	1/2 NPTF	●	●	
–	–	0-10,000	0-27,000	0-13.5	100 psi, 200 libras, .25 ton.	GF-120P	1/2 NPTF	●	●	
–	–	0-10,000	–	0-23.5/36/65	100 psi, .5/.5/1 ton.	GF-813P	1/4 NPTF			●
–	–	0-10,000		0-22/32	100 psi, .5/.5 ton.	GF-230P	1/2 NPTF	●	●	
–	–	0-10,000	–	0-50/100	100 psi, 1/1 ton.	GF-510P	1/2 NPTF	●	●	
–	–	0-10,000	0-51,500	0-25.5	100 psi, 500 libras, .5 ton.	GF-20P	1/2 NPTF	●	●	
–	–	0-10,000	0-11,000	0-55	100 psi, 1000 libras, 1 ton.	GF-50P	1/2 NPTF	●	●	
–	–	0-10,000	–	0-25.5/32.5/55	100 psi, .5/.5/.5 ton.	GF-835P	1/4 NPTF			●
–	–	0-10,000	–	0-79/103	100 psi, 1/1 ton.	GF-871P	1/4 NPTF			●
–	–	0-10,000	–	0-150/200	100 psi, 5/5 ton.	GF-200P	1/4 NPTF			●

* Para solicitar manómetros de fuerza con escala métrica sólo debe cambiar el sufijo "P" por "B".

Manómetros de presión hidráulica

ENERPAC
Tecnología Hidráulica Mundial

▼ Foto: **H-4049L, G-2534R, G-4089L, G-2535L, G-4040L**

Una referencia visual de la presión del sistema

Con glicerina (Serie G)

- Calibrados con lectura en doble escala en psi y en bares
- Todas las piezas sensibles a la presión están selladas y amortiguadas con glicerina para prolongar su vida útil
- Incluyen disco de seguridad contra rupturas y membrana de igualación de presión
- Se recomienda el uso de válvulas de aguja o amortiguadores en las aplicaciones de ciclo frecuente

Ciclo frecuente (Serie H)

- Calibrados con lectura en doble escala de psi y bares
- Ideales para ser utilizados en diversas aplicaciones, especialmente en ambientes agresivos y de ciclo frecuente
- Se recomienda el uso de válvulas de aguja o una de amortiguador para bloquear el medidor cuando no se usa

Adaptador para el manómetro

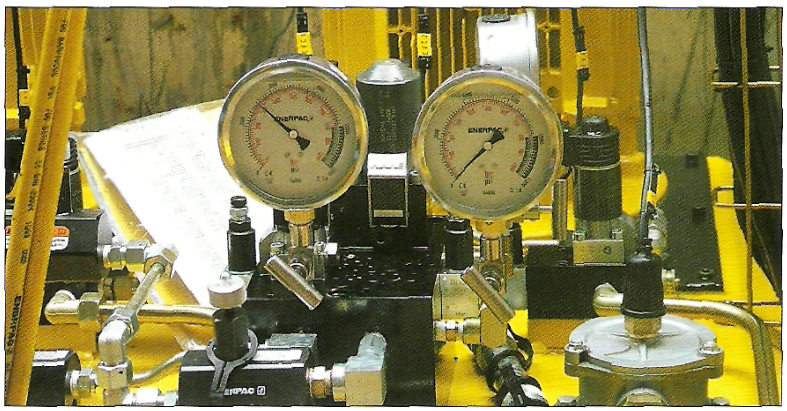
Enerpac ofrece una línea completa de adaptadores para manómetros, de fácil instalación en prácticamente cualquier sistema.

Página 128

Válvula amortiguadora

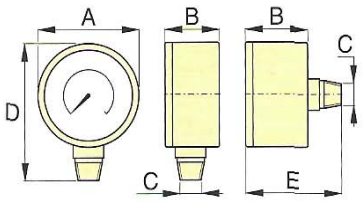
Se puede regular infinitamente para dosificar la salida del aceite de un manómetro. También se puede utilizar la válvula amortiguadora V-91 como válvula de cierre para proteger al manómetro durante aplicaciones de ciclo frecuente.

Página 137



◀ *Al levantar o presionar, siempre utilice un manómetro. Un manómetro es su "ventana" al sistema y le permite saber lo que está pasando.*

Manómetros de presión hidráulica



Dimensiones (pulg)						
Diám. de la carátula	Conexión	A	B	C	D	E
2.5	Montaje inferior	2.50	1.46	1/4 NPTF	3.31	–
2.5	Trasero central	2.50	1.46	1/4 NPTF	–	2.48
4.0	Montaje inferior	4.0	1.15	1/4 NPTF	4.80	–
4.0	Montaje inferior	4.0	1.93	1/2 NPTF	5.38	–

Nota: las dimensiones son únicamente de referencia.

Serie
G
H

Intervalo de presión:
0-15,000 psi

Diámetro de la esfera:
2.5-4 pulgadas

Exactitud: % de fondo de escala:
± 1% y 1 1/2%

Aguja indicadora de punto máximo

La aguja indicadora retiene las lecturas pico de la presión y de la fuerza que genera el sistema. Encargue el número de modelo: **H-4000G**.

Nota: para usar únicamente con manómetros de la serie H.

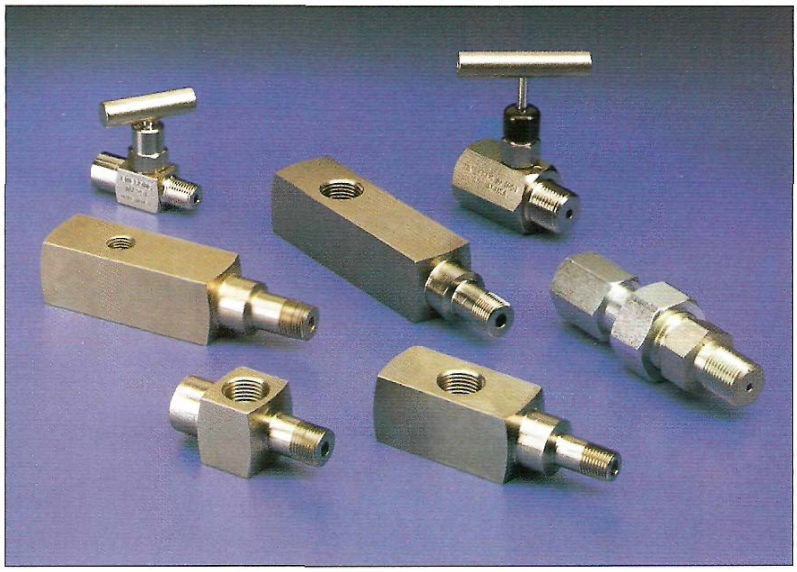
▼ TABLA DE SELECCIÓN

Serie del manómetro	Intervalo de presión:		Número de modelo				Graduaciones mayores		Graduaciones menores		Graduaciones mayores		Graduaciones menores	
			Diám. de la carátula 2.5 pulg 1/4 NPTF Montaje inferior	Diám. de la carátula 2.5 pulg 1/4 NPTF Posterior central	Diám. de la carátula 4 pulg 1/4 NPTF Montaje inferior	Diám. de la carátula 4 pulg 1/2 NPTF Montaje inferior	psi				bares			
	(psi)	(bares)	Exactitud ±1 1/2%	Exactitud ±1 1/2%	Exactitud ±1%	Exactitud ±1%	(2.5")	(4")	(2.5")	(4")	(2.5")	(4")	(2.5")	(4")
Serie G	0-100	0-7	G2509L	–	–	–	10	–	2	–	1	–	.01	–
	0-160	0-11	G2510L	–	–	–	10	–	2	–	1	–	.02	–
	0-200	0-14	G2511L	–	–	–	50	–	5	–	1	–	.02	–
	0-300	0-20	G2512L	–	–	–	50	–	5	–	5	–	.50	–
	0-600	0-40	G2513L	–	–	–	100	–	10	–	10	–	1	–
	0-1,000	0-70	G2514L	G2531R	–	–	100	–	20	–	10	–	1	–
	0-2,000	0-140	G2515L	–	–	–	500	–	50	–	10	–	2	–
	0-3,000	0-200	G2516L	–	–	–	500	–	50	–	50	–	5	–
	0-6,000	0-400	G2517L	G2534R	–	–	1000	–	100	–	100	–	10	–
	0-10,000	0-700	G2535L	G2537R	G4088L	G4039L	2000	1000	200	100	100	100	10	10
	0-15,000	0-1000	G2536L	G2538R	G4089L	G4040L	3000	3000	200	200	100	100	20	20
Serie H	0-10,000	0-700	–	–	H4049L	H4071L	–	1000	–	100	–	100	–	10

Accesorios para manómetros

ENERPAC
Tecnología Hidráulica Mundial

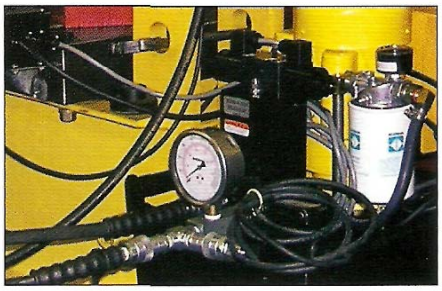
▼ De izquierda a derecha: **GA-3, V-91, GA-1, GA-2, GA-4, NV-251, GA-918**



Serie
GA, NV, V

Presión de operación:
10,000 psi

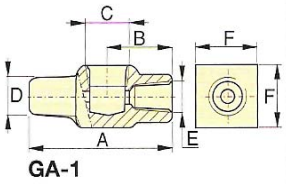
▼ *Con un adaptador de manómetro es muy fácil instalar un manómetro en su sistema hidráulico.*



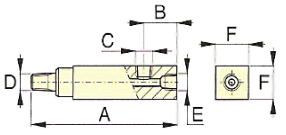
Adaptadores para manómetros (Serie GA)

- Para montar fácilmente un manómetro en su sistema
- Se atornilla el macho en la conexión de la bomba o el cilindro; la hembra es compatible con una manguera o un acople; la tercera conexión es para conectar el manómetro
- El modelo GA-918 permite conexión giratoria
- GA-918 simplifica la instalación y lectura del manómetro

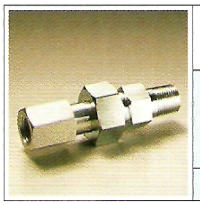
Número de modelo	Conexión para manómetro (NPTF)	Extremo macho (NPTF)	Extremo hembra (NPTF)	Dimensiones (pulg) A	B	C	D	E	F
GA-1	1/2	3/8	3/8	2.81	1.24	1/2 NPTF	3/8 NPTF	3/8 NPTF	1.25
GA-2	1/2	3/8		6.10	1.38	1/2 NPTF	3/8 NPTF	3/8 NPTF	1.25
GA-3	1/4	3/8		5.25	1.38	1/4 NPTF	3/8 NPTF	3/8 NPTF	1.25
GA-4	1/2	1/4		4.38	1.38	1/2 NPTF	1/4 NPTF	3/8 NPTF	1.25



GA-1

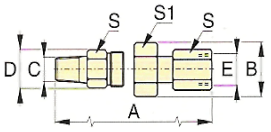


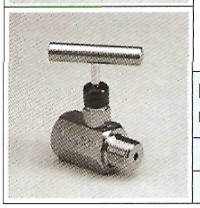
GA-2, GA-3, GA-4



Adaptador giratorio (GA-918)

Número de modelo	Dimensiones (pulg) A	B	C	D	E	S	S1
GA-918	4.62	1.72	1/2 NPTF	1.30	1/2 NPTF	1.13	1.50

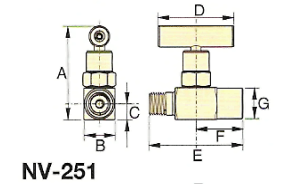




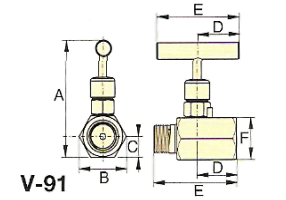
Válvulas de aguja (Serie V y NV)

- Los modelos NV-251 y V-91 proporcionan bloqueo positivo
- Vástago de acero inoxidable 316, 24 filetes/pulg.

No. de modelo	Orificio	Tamaño de la rosca	Dimensiones (pulg) A	B	C	D	E	F	G
NV-251	.17	1/4" NPT	2.22	.75	.38	1.81	2.25	1.13	.72
V-91	.19	1/2" NPT	3.50	1.44	.63	1.25	2.50	1.25	–



NV-251



V-91

Las "Páginas Amarillas" de Enerpac son sinónimo de *información sobre hidráulica*

Si el seleccionar equipamiento hidráulico no es parte de la rutina diaria en su vida, estas páginas son ideales para usted. Las "Páginas Amarillas" están diseñadas para ayudarlo a trabajar con sistemas hidráulicos. También le permitirán entender mejor los principios básicos de la hidráulica, las configuraciones de los sistemas y las técnicas hidráulicas usadas con mayor frecuencia. Mientras mejor sea el equipo que selecciona, mayor será el beneficio que obtenga de la hidráulica. Tómese unos minutos de su tiempo para leer estas "Páginas Amarillas" y se beneficiará aún más de los *Sistemas Hidráulicos Enerpac de alta presión*.

Sección	Página
Instrucciones de seguridad	104-105
Hoja de trabajo para la selección de bombas y otros productos	106-107
Configuraciones básicas de los sistemas	108-109
Hidráulica básica	110-111
Tablas de conversión y gráficos de velocidades	112-113
Información sobre válvulas	114

GARANTÍA INTERNACIONAL VITALICIA

www.enerpac.com
Visite nuestro sitio Web, donde encontrará la Garantía Internacional Vitalicia o llame al Centro Autorizado de Servicio más próximo.

Los productos Enerpac están garantizados contra defectos en sus materiales y fabricación. Cualquier producto que no cumpla con las especificaciones, será reparado o reemplazado, en cualquier lugar del mundo, y los gastos correrán por cuenta de Enerpac: así de sencillo!

Esta garantía no cubre el desgaste y roturas propias del uso normal de los productos, ni el abuso, uso indebido, alteraciones o utilización de líquidos inadecuados. La determinación de la autenticidad de cualquier solicitud de cobertura de la garantía será realizada por Enerpac o sus Centros Autorizados de Servicio.

Enerpac está certificada conforme a los requisitos de diversas normas de calidad. Estas normas requieren el cumplimiento de las normas de gestión, administración y desarrollo y fabricación de productos.

ISO 9001 REGISTERED

En su búsqueda constante de la excelencia, Enerpac trabaja arduamente para mantener la clasificación de calidad ISO 9001.

ASME B30.1

Nuestros cilindros cumplen plenamente con los criterios establecidos por la American Society of Mechanical Engineers (excepto las series RD y CLL).

II 2 GD c k T4

Las bombas de la serie ZA son probadas y certificadas de acuerdo con la Certificación de Equipos 94 / 9 / EC "Certificación ATEX". La protección contra explosiones es para equipos del grupo II, equipos de categoría 2 (área peligrosa zona 1), en atmósferas con gas o polvo. Las bombas de la serie ZA están marcadas con: Ex II 2 GD ck T4.

Aprobado por UL

Todos los componentes eléctricos integrados en los productos Enerpac llevan la clasificación UL (cuando es posible).

DIN 20024

Las mangueras termoplásticas de Enerpac están relacionadas con los criterios establecidos por la Deutsche Industrie Norm 20024.

Canadian Standards Association

Cuando se especifica, los conjuntos de bomba Enerpac cumplen con los requisitos de diseño, armado y ensayos de la Canadian Standards Association.

Criterios para el diseño de los productos

Todos los componentes hidráulicos están diseñados y probados para ser utilizados a un máximo de 10,000 psi, a menos que se especifique lo contrario.

Directiva EMC 89/336/EEC

Cuando así se especifica, las bombas eléctricas de potencia Enerpac cumplen con los requisitos de compatibilidad electromagnética (EMC, por sus siglas en inglés) según la Directiva EMC 89/336/EEC.

CE

Marca y conformidad CE

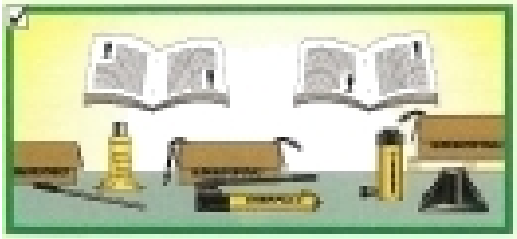
Enerpac provee una declaración de conformidad y marca CE para los productos que cumplen con las normas de la Comunidad Europea.

Instrucciones de seguridad

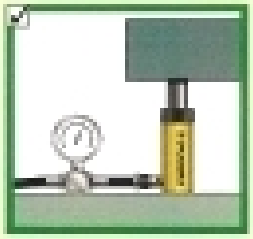
Instrucciones de seguridad

Generalidades

80% Los valores de carga y carrera del fabricante representan los límites máximos de seguridad. ¡Las buenas prácticas recomiendan usar sólo el 80% de esos valores! 80%



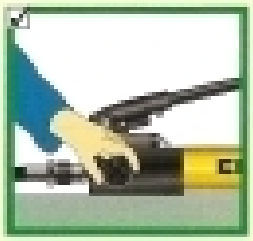
Lea siempre las instrucciones y advertencias de seguridad que se adjuntan a los equipos hidráulicos de Enerpac.



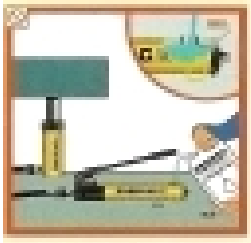
No sobrepase los parámetros establecidos de fábrica para las válvulas de alivio. Utilice siempre un manómetro para verificar la presión del sistema.

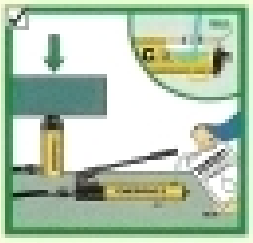
Bombas

No utilice extensores para la palanca. Si se usan correctamente las bombas manuales operan con facilidad.

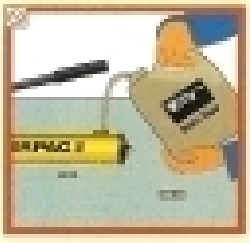


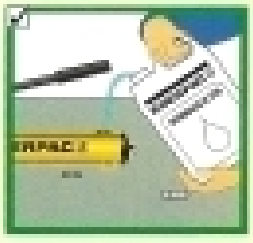
Cierre la válvula de descarga con la mano y sin holgura, de lo contrario se arruinan la válvula.





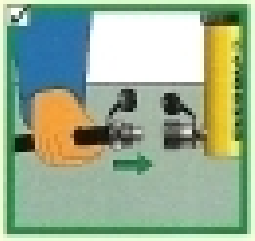
Llene la bomba únicamente hasta el nivel recomendado. Llénela únicamente cuando el cilindro conectado está totalmente retraído.



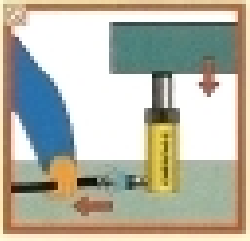


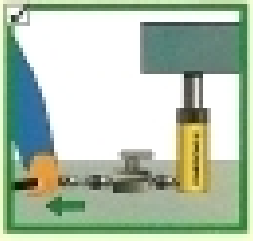
Use únicamente aceite hidráulico Enerpac original. Si el fluido es incorrecto, se pueden destruir los sellos y la bomba, y quedará sin efecto la garantía de fábrica.

Mangueras y acoples

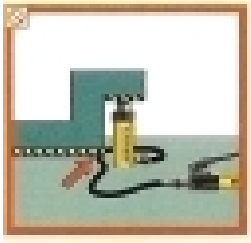


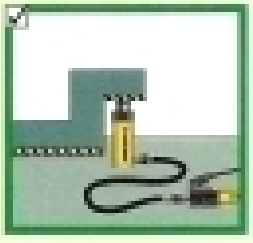
Limpie ambas piezas de acople antes de realizar las conexiones. Utilice tapas guardapolvos cuando las piezas de acople no estén conectadas.



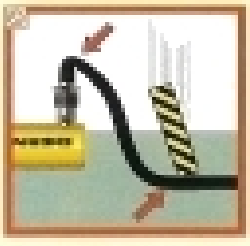


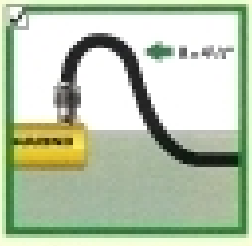
Separe el cilindro únicamente cuando está totalmente retraído, o utilice las válvulas de seguridad o de cierre para mantener la presión del cilindro.





Mantenga las mangueras alejadas del área que está debajo de las cargas.





No doble las mangueras. El radio de curvado debe ser de por lo menos 4½ pulgadas. No pise las mangueras con montacargas ni deje caer objetos pesados sobre ellas.

No levante equipos hidráulicos tirando de las mangueras.

- Realice los levantamientos de peso lentamente y controle todo con frecuencia
- Evite permanecer en la línea de fuerza
- Anticipe los problemas potenciales y tome los recaudos necesarios para evitarlos

Selección de bombas

ENERPAC
Tecnología Hidráulica Mundial

▼ TABLA DE COMBINACIONES DE BOMBAS MANUALES Y CILINDROS DE SIMPLE ACCIÓN

Capacidad (toneladas) ▸ / ▼ Carrera (pulgadas)	5	10	15	25	30	50	60	75	100	150
< 1.00										
1.00										
2.00										
3.00										
4.00										
5.00										
6.00										
7.00										
8.00										
9.00										
10.00										
12.00										
13.00										
14.00										
		P-392			P-80		P-462			
		Página: 62			Página: 64				Página: 64	

Nota: la selección se basa en los requisitos de volumen de aceite de los cilindros.

▼ TABLA DE SELECCIÓN DE BOMBAS DE POTENCIA

Flujo*	Bajo (20 pulg³/min)		Medio (40 a 120 pulg³/min)		Alto 463 (pulg³/min)
Capacidad de aceite del depósito	0.5-1 gal.	1.5 gal.	1.0-10 gal.	1.0-10 gal.	25 gal.
Régimen de trabajo**	Intermitente	Ampliado	Intermitente	Ampliado	Ampliado
Portátil/Fija***	Portátil	Fija	Portátil	Fija	Fija
Serie recomendada	**Económica**	**Sumergida**	**ZU-4**	**ZE3-6**	**Serie 8000**
	Página: 72	Página: 74	Página: 78	Página: 86	Página: 92

* Flujo
- Determinado por la capacidad del motor
- Influye directamente sobre los requisitos de energía eléctrica
- Determina la velocidad de la herramienta o cilindro

** Ciclo de trabajo
- Las aplicaciones con ciclos de trabajo continuo requieren más de una hora de uso ininterrumpido de la bomba
- Uso intermitente: de 20 minutos hasta una hora, según la capacidad del depósito (comuníquese con Enerpac para obtener más detalles)

*** Portabilidad

Portátil
- Manijas ergonómicas
- Requisitos flexibles de energía eléctrica

Fija
- Opciones de montaje
- Generalmente requiere de una fuente de alimentación de energía estable

1 **Cilindro**
Aplica fuerza hidráulica.
Página 5

2 **Placa base del cilindro**
Para aplicaciones de levantamiento de peso que requieran mayor estabilidad del cilindro.
Página 10

3 **Bomba**
Suministra el flujo hidráulico.
Página 61

4 **Manguera**
Transporta el fluido hidráulico.
Página 116-117

5 ***Acople macho***
Para conectar rápidamente la manguera a los componentes del sistema.
Página 118-119

6 **Acople hembra**
Para conectar rápidamente el extremo de la manguera a los componentes del sistema.
Página 118-119

7 ***Manómetro***
Para controlar la presión del circuito hidráulico.
Página 122-128

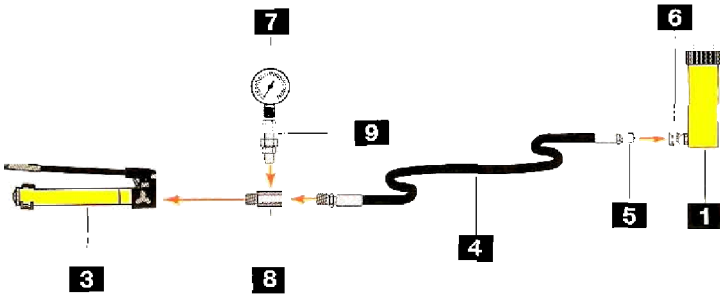
8 **Adaptador para el manómetro**
Para instalar fácil y rápidamente el manómetro.
Página 128

9 **Conector giratorio**
Permite una alineación correcta de las válvulas o manómetros. Se utiliza cuando las unidades conectadas no pueden girar.
Página 128

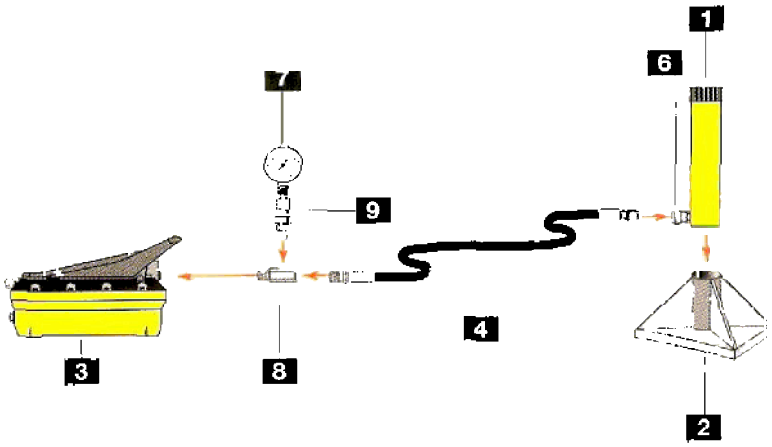
10 **Válvula de amortiguación V-10**
Se utiliza para proteger al manómetro contra daños provocados por variaciones repentinas de presión en el sistema. No requiere regulación alguna y permite la ubicación correcta del manómetro antes de su ajuste.
Página 137

Aplicaciones de compresión de simple acción, tales como en una prensa. La bomba manual permite un avance controlado del cilindro, pero puede requerir muchos bombeos en aplicaciones de carreras largas cuando la capacidad del cilindro es de 25 toneladas o más.

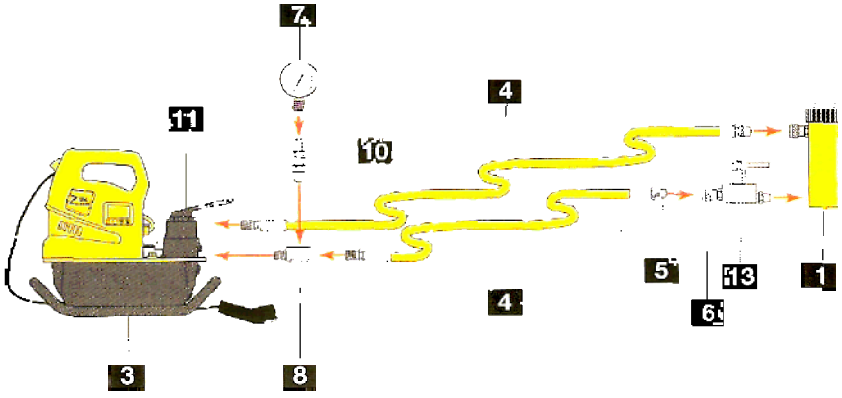
Puede encontrar ejemplos de conjuntos de bomba, manguera y cilindro en la página 58.



Cilindro de simple acción con carrera más larga utilizado en aplicaciones de levantamiento de peso.



Configuración de cilindro de doble acción utilizada en aplicaciones de levantamiento de peso donde se debe hacer descender la carga lentamente de modo controlado.



Hidráulica básica

ENERPAC
Tecnología Hidráulica Mundial

Flujo

Las bombas hidráulicas producen flujo

Presión

La presión aparece cuando existe resistencia al flujo

Ley de Pascal

La presión aplicada en cualquier punto sobre un líquido confinado se transmite sin disminución en todas las direcciones (Fig. 1).

Esto significa que cuando se utiliza más de un cilindro hidráulico, cada uno levantará la carga a su propia velocidad, dependiendo de la fuerza necesaria para mover la carga en ese punto (Fig. 2). Los cilindros con la carga más liviana se moverán primero, mientras que aquéllos con la más pesada lo harán después (carga A), siempre y cuando los cilindros tengan la misma capacidad.

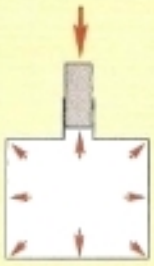


Figura 1

Para que todos los cilindros operen de manera uniforme de modo que la carga se levante a la misma velocidad en cada punto, se deberán agregar al sistema (carga B) válvulas de control (consulte la sección "Válvulas") o los componentes de sistema de levantamiento sincrónico (consulte la sección "Cilindros").

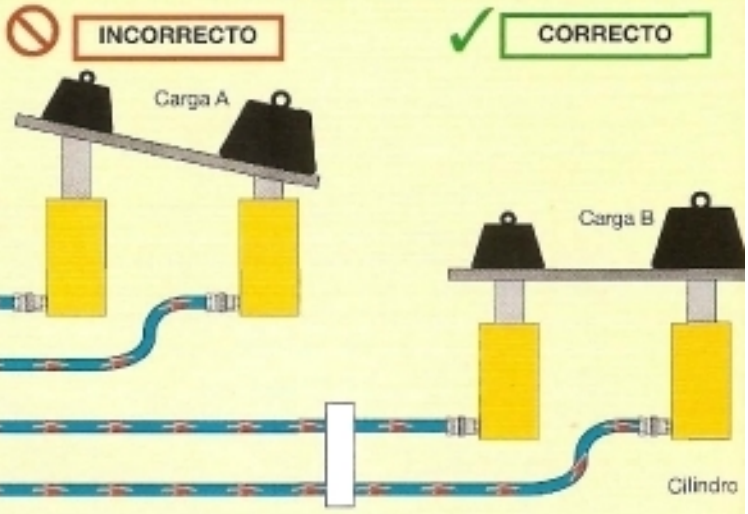


Figura 2

Múltiple

Sistema de levantamiento sincrónico o válvulas de control para levantar la carga de modo uniforme.

¡PRECAUCIÓN!

Al levantar o prensar, utilice siempre un manómetro. Los manómetros son las "ventanas" al sistema que le permiten ver qué está pasando. Puede consultar los manómetros en la sección "Componentes del sistema".

Página: 122

Más información sobre hidráulica

Visite **www.enerpac.com** para obtener más información sobre hidráulica y las configuraciones de los sistemas.

Fuerza

La magnitud de la fuerza que puede generar un cilindro hidráulico es igual a la presión hidráulica multiplicada por el "área efectiva" del cilindro (consultar las tablas de selección de cilindros).

Fuerza	=	Presión hidráulica de trabajo	x	Área efectiva del cilindro
F	=	P	x	A

Utilice esta fórmula para determinar la fuerza, presión o área efectiva si se conocen dos de las variables.

Ejemplo 1
¿Qué fuerza genera un cilindro? RC-106 con un área efectiva de 2.24 pulg² funcionando a 8,000 psi.
Fuerza = 8,000 psi x 2.24 pulg² = 17,920 lbs.

Ejemplo 2
¿Cuánta presión necesita un cilindro? RC-106 que va a levantar 14,000 libras.
Presión = 14,000 lbs ÷ 2.24 pulg² = 6,250 psi.

Ejemplo 3
Un cilindro RC-10010 con un área efectiva de 20.63 pulg² y una carrera de 10.25 pulg ¿Cuánto aceite necesitará?
Presión = 41,000 lbs. ÷ 5.15 pulg² = 7961 psi.

Ejemplo 4
Se requieren cuatro cilindros RC-308 cada uno con 6.49 pulg² de área efectiva para generar una fuerza de 180,000 lbs. ¿Qué presión hace falta?
Presión = 180,000 lbs. ÷ (4 x 6.49 pulg²) = 6933 psi.
Recuerde: ya que se están usando cuatro cilindros simultáneamente, el área correspondiente a un cilindro debe multiplicarse por la cantidad de cilindros utilizados.

Ejemplo 5
Se va a usar un cilindro CLL-2506 con un área efectiva de 56.79 pulg² que cuenta con una fuente de alimentación de energía de 7,500 psi. ¿Cuál es la fuerza teórica disponible de ese cilindro?
Fuerza = 7,500 psi x 56.79 pulg² = 425,925 lbs.

Volumen de aceite del cilindro

El volumen necesario de aceite para un cilindro (volumen de aceite del cilindro) es igual al área efectiva del cilindro multiplicada por la carrera*.

Volumen de aceite del cilindro	=	Área efectiva del cilindro	x	Carrera del cilindro

* Nota: éstos son ejemplos teóricos y no tienen en cuenta la compresibilidad del aceite bajo alta presión.

Ejemplo 1
Un cilindro RC-158 con 3.14 pulg² de área efectiva y una carrera de 8 pulgadas, ¿qué volumen de aceite necesitará?
Volumen de aceite = 3.14 pulg² x 8 pulg = 25.12 pulg³

Ejemplo 2
Dado un cilindro RC-158 con 3.14 pulg² de área efectiva y una carrera de 8 pulgadas, ¿qué volumen de aceite necesitará?
Volumen de aceite = 11.05 pulg² x 13.25 pulg = 146.41 pulg³

Ejemplo 3
Dado un cilindro RC-10010 con un área efectiva de 20.63 pulg² y una carrera de 10.25 pulg. ¿Cuánto aceite necesitará?
Volumen de aceite = 20.63 pulg² x 10.25 pulg = 211.46 pulg³

Ejemplo 4
Se están usando cuatro cilindros RC-308, cada uno con un área efectiva de 6.49 pulg² y una carrera de 8.25 pulg. ¿Cuánto aceite hará falta?
Volumen de aceite = 6.49 pulg² x 8.25 pulg = 53.54 pulg³ por cilindro. Multiplique el resultado por cuatro para obtener el volumen necesario: 214.17 pulg³

¡PRECAUCIÓN!
El aceite Enerpac se comprime un 2.28% a 5,000 psi y un 4.1% a 10,000 psi.

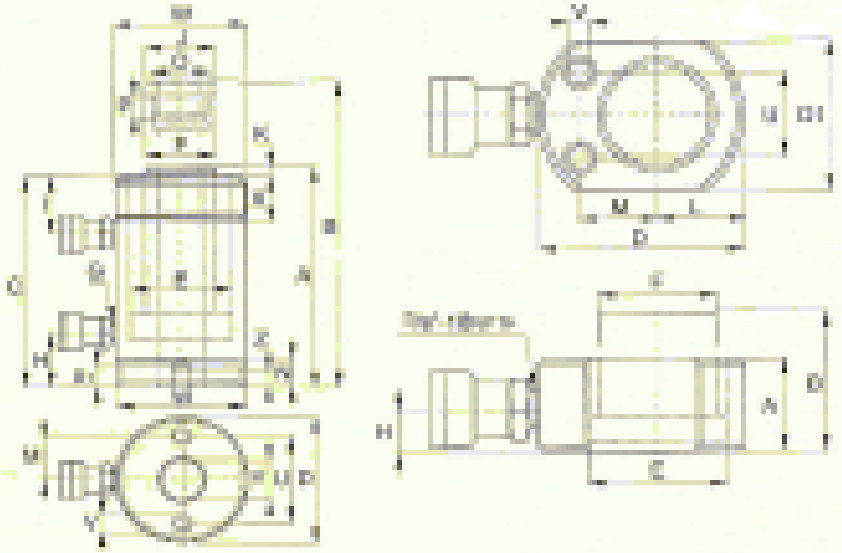
Página: 120

Tablas de conversión

Clave para las dimensiones de los cilindros

Las dimensiones que figuran en las tablas de selección de la sección de cilindros están identificadas en los gráficos correspondientes por las letras mayúsculas que se indican a continuación: "A" corresponde a altura retraído, hasta "Z" que corresponde a la profundidad de la rosca interna de la base.

A = Altura retraído
B = Altura extendido
C = Longitud del cuerpo del cilindro
D = Diámetro externo del cilindro
Da = Anchura del cilindro
E = Diámetro interno del cilindro (carrera)
F = Diámetro del vástago del émbolo
G = Rosca de la conexión de entrada de aceite
H = Desde el fondo del cilindro hasta la conexión de entrada de aceite
I = Desde la parte superior del cilindro hasta la conexión de entrada de aceite
J = Diámetro externo de la brida
K = Saliente del vástago del cilindro con altura retraída
L = Desde el centro del émbolo hasta el lado de la base
M = Desde los agujeros de montaje hasta el centro del émbolo
N = Longitud de la pieza más pequeña del cilindro
O = Orificio del tirador o ranura de la brida
P = Longitud de la rosca del émbolo
Q = Rosca externa del émbolo (cilindros de tracción únicamente)
U = Diámetro de la circunferencia de los agujeros para los pernos de montaje
V = Rosca de los agujeros de montaje del cilindro
W = Rosca del collar
X = Longitud de la rosca del collar
Y = Diámetro del hueco central (cilindros huecos únicamente)
Z = Profundidad de la rosca de la base interna



Clave para las medidas

Todas las capacidades y medidas en el catálogo están expresadas en valores usuales.

La tabla de conversión ofrece información valiosa para traducir esos valores entre sistemas equivalentes.

También puede visitar nuestro sitio Web en **www.enerpac.com** para descargar **Cheqlist**, una calculadora GRATUITA para realizar conversiones.

Presión:

1 psi	= 0.069 bar
1 bar	= 14.50 psi
1 kPa	= 0.145 psi

Volumen:

1 pulg³	= 16.387 cm³
1 cm³	= 0.061 pulg³
1 litro	= 61.02 pulg³
1 litro	= 0.264 gal
1 galón US	= 3.785 cm³
	= 3.785 l
	= 231 pulg³

Peso:

1 libra (lb)	= 0.4536 kg
1 kg	= 2.205 lbs
1 tonelada métrica	= 2.205 lbs
1 tonelada (corta)	= 2.000 lbs
1 tonelada (corta)	= 907.18 kg

Temperatura:

Para convertir °F a °C:
T°C = (TF – 32) x 1.8
Para convertir °C a °F:
T°F = (T°C x 1.8) + 32

Otras medidas:

1 pulg	= 25.4 mm
1 mm	= 0.039 pulg
1 pulg²	= 6.450 cm²
1 cm²	= 0.155 pulg²
1 hp	= 0.735 kW
1 kW	= 1.360 hp
1 Nm	= 8.73756 Pieslbs
1 Pieslbs	= 1.355818 Nm

Imperial a métrico

Pulgadas	Decimal	mm
1/64	.016	1.59
1/32	.031	3.18
3/64	.047	4.76
1/16	.063	6.35
5/64	.078	7.94
3/32	.094	9.53
7/64	.109	11.11
1/8	.125	12.70
9/64	.141	14.29
5/32	.156	15.88
11/64	.172	17.46
3/16	.188	19.05
13/64	.203	20.64
7/32	.219	22.23
15/64	.234	23.81
1	1.000	25.40

Tablas de velocidades de cilindros

Velocidad de cilindros

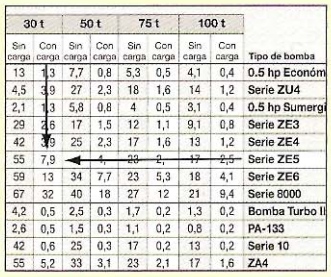
Esta tabla le ayudará a calcular el tiempo que necesita un cilindro Enerpac para levantar una carga cuando está accionado por una bomba hidráulica Enerpac de 10,000 psi.

También se puede utilizar la tabla de velocidades de cilindros para determinar el tipo y modelo de bomba que mejor se adapte a una aplicación determinada cuando ya se sabe la velocidad del émbolo que se requiere.

Para determinar:

La velocidad del émbolo de un cilindro

Un cilindro RC-308 (30 toneladas) está accionado por una bomba ZE-5. Mientras esté levantando la carga, el émbolo del cilindro tardará 3.2 segundos en recorrer 1 pulgada. Al extenderse en dirección a la carga, el émbolo del cilindro se desplaza a .46 seg/pulg.

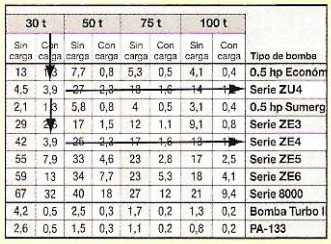


30 t		50 t		75 t		100 t		
Sin carga	Con carga	Sin carga	Con carga	Sin carga	Con carga	Sin carga	Con carga	Tipo de bomba
13	13	7,7	0,8	5,3	0,5	4,1	0,4	0.5 hp Económ
4,5	3,9	27	2,3	18	1,6	14	1,2	Serie ZU4
2,1	1,8	5,8	0,8	4	0,5	3,1	0,4	0.5 hp Sumergi
29	26	17	1,5	12	1,1	9,1	0,8	Serie ZE3
42	39	25	2,3	17	1,6	13	1,2	Serie ZE4
55	7,9	4	33	2	17	2,5	1,6	Serie ZE5
59	13	34	7,7	23	5,3	18	4,1	Serie ZE6
67	32	40	18	27	12	21	9,4	Serie 8000
4,2	0,5	2,5	0,3	1,7	0,2	1,3	0,2	Bomba Turbo II
2,6	0,5	1,5	0,3	1,1	0,2	0,8	0,2	PA-133
42	0,6	25	0,3	17	0,2	13	0,2	Serie 10
55	5,2	33	3,1	23	2,1	17	1,6	ZA4

Para determinar:

La bomba más adecuada

El cilindro de 30 toneladas necesita mover una carga a una velocidad de 6.50 seg/pulg. Simplemente vaya desde la parte superior de la tabla hacia abajo hasta el valor de 6.50 seg/pulg. Luego siga la tabla hacia la derecha. Así verá que las bombas más apropiadas para esta aplicación son la ZE4 o la ZU4.



30 t		50 t		75 t		100 t		
Sin carga	Con carga	Sin carga	Con carga	Sin carga	Con carga	Sin carga	Con carga	Tipo de bomba
13	13	7,7	0,8	5,3	0,5	4,1	0,4	0.5 hp Económ
4,5	3,9	27	2,3	18	1,6	14	1,2	Serie ZU4
2,1	1,8	5,8	0,8	4	0,5	3,1	0,4	0.5 hp Sumerg
29	26	17	1,5	12	1,1	9,1	0,8	Serie ZE3
42	3,9	26	2,3	17	1,6	13	1,2	Serie ZE4
55	7,9	33	4,6	23	2,8	17	2,5	Serie ZE5
59	13	34	7,7	23	5,3	18	4,1	Serie ZE6
67	32	40	18	27	12	21	9,4	Serie 8000
4,2	0,5	2,5	0,3	1,7	0,2	1,3	0,2	Bomba Turbo I
2,6	0,5	1,5	0,3	1,1	0,2	0,8	0,2	PA-133

Cantidad de bombeos por pulgada de carrera del émbolo del cilindro

Capacidad de cilindro ▶	5 t		10 t		15 t		25 t		30 t		50 t		75 t		100 t			
▼ Accionamiento	Sin carga	Con carga	Sin carga	Con carga	Sin carga	Con carga	Sin carga	Con carga	Sin carga	Con carga	Sin carga	Con carga	Sin carga	Con carga	Sin carga	Con carga	Tipo de bomba	*Página*
Manual	7	7	15	15	21	21	34	34	43	43	73	73	105	105	137	137	**P-391**	**62**
	2	7	4	15	5	21	8	34	10	43	16	73	24	105	30	137	**P-392**	**62**
	1	7	2	15	3	21	5	34	7	43	11	73	16	105	21	137	**P-80/84/801**	**64**
	1	7	1	15	1	21	2	34	3	43	5	73	7	105	9	137	**P-802/842**	**62**
	1	3	1	8	1	11	1	18	1	23	2	38	2	55	3	71	**P-462/464**	**64**

Segundos por pulgada de carrera del émbolo del cilindro

Capacidad de cilindro ▶	5 t		10 t		15 t		25 t		30 t		50 t		75 t		100 t			
▼ Fuente de alimentación	Sin carga	Con carga	Sin carga	Con carga	Sin carga	Con carga	Sin carga	Con carga	Sin carga	Con carga	Sin carga	Con carga	Sin carga	Con carga	Sin carga	Con carga	Tipo de bomba	*Página*
Eléctrica	.30	3.0	.67	6.7	.94	9.4	1.5	15.5	1.9	19.5	3.3	33.2	4.8	47.7	6.2	61.9	**0.5 hp Económica**	**72**
(velocidad basada en 60 Hz)	.08	1.0	.19	2.2	.27	3.1	.44	5.2	5.6	6.5	.95	11.1	1.4	15.9	1.8	20.7	**Serie ZU4**	**80**
	.40	3.0	.90	6.7	1.3	9.4	2.1	15.5	2.6	19.5	4.4	33.2	6.4	47.7	8.3	61.9	**0.5 hp Sumergida**	**74**
	.13	1.5	.30	3.4	.42	4.7	.69	7.7	.87	9.7	1.5	16.6	2.1	23.9	2.8	30.9	**Serie ZE3**	**86**
	.09	1.0	.21	2.2	.29	3.1	.48	5.2	.60	6.5	1.0	11.1	1.5	15.9	1.9	20.6	**Serie ZE4**	**86**
	.07	.50	.16	1.12	.22	1.6	.36	2.6	.46	3.2	.78	5.5	1.1	8.0	1.5	10.3	**Serie ZE5**	**86**
	.07	.30	.15	.67	.21	.94	.34	1.5	.43	1.9	.74	3.3	1.1	4.8	1.4	6.20	**Serie ZE6**	**86**
	.06	.13	.13	.29	.19	.41	.30	.67	.38	.84	.65	1.4	.94	2.1	1.2	2.7	**Serie 8000**	**92**
Neumática	1.0	5.9	2.2	13.4	3.1	18.8	5.2	30.9	6.5	39.0	11.0	66.3	15.9	95.5	20.6	123.9	**Bomba Turbo II**	**94**
(velocidad basada en 100 psi de presión de aire)	1.2	7.4	2.7	16.8	3.8	23.6	6.2	38.6	7.8	48.7	13.3	82.9	19.1	119.3	24.8	154.7	**PA-133**	**96**
	.09	6.6	.21	14.9	.29	20.9	.48	34.3	.60	43.3	1.0	73.7	1.5	106.0	1.9	137.5	**Serie 10**	**97**
	.07	.74	.16	1.7	.22	2.4	.36	3.9	.46	4.9	.78	8.3	1.1	11.9	1.5	15.5	**ZA4**	**98**
A gasolina	.30	1.5	.67	3.4	.94	4.7	1.5	7.7	1.9	9.7	3.3	16.6	4.8	23.9	6.2	30.9	**Bomba Atlas de 2.5 hp**	**100**
	.12	1.1	.28	2.4	.39	3.4	.64	5.6	.81	7.1	1.4	12.1	2.0	17.3	2.6	22.5	**Bomba Atlas de 6.0 hp**	**100**
	.12	.59	.28	1.3	.39	1.9	.64	3.1	.81	3.9	1.4	6.6	2.0	9.5	2.6	12.4	**Bomba Atlas de 5.5 hp**	**100**
	.07	.30	.16	.67	.22	.94	.36	1.5	.46	1.9	.78	3.3	1.1	4.8	1.5	6.2	**Bomba Atlas de 13.0 hp**	**100**

"Sin carga" indica la velocidad del émbolo a medida que éste se extiende en dirección hacia la carga (1ª etapa).

"Con carga" indica la velocidad del émbolo a medida que la carga es levantada a un nivel de presión del sistema de 10,000 psi (2ª etapa).

Fórmula V = A ÷ Q

V (seg/pulg) = **A** (pulg²) ÷ **Q** (pulg³/min)

V = Velocidad del émbolo del cilindro medida en segundos por pulgada

A = Área efectiva del cilindro medida en pulgadas cuadradas

Q = Flujo de aceite de la bomba medido en pulgadas cúbicas

$$\text{Velocidad del émbolo del cilindro (seg/pulg)} = \frac{\text{Área efectiva del cilindro (pulg}^2\text{)}}{\text{Flujo de aceite de la bomba (pulg}^3\text{/min)}} \times \frac{60 \text{ seg}}{1}$$

Ejemplo

¿A qué velocidad (V) se moverá el cilindro RC-308 (30 toneladas) cuando está accionado por una bomba eléctrica Serie ZE3?

Bomba Serie ZE3:
El caudal de aceite Q (sin carga) es 450 pulg³/min

Cilindro RC-308:
El área efectiva A es de 6.50 pulg²

V = 6.50 in² ÷ 450 pulg³/min x 60 = **.87 seg/pulg**

ANEXO A4

TABLAS UTILIZADAS Y CRONOGRAMA DE DESARROLLO DEL PROYECTO

TABLA A-1 Propiedades de los Aceros Estructurales

(R. Mott, “Diseño de elementos de máquinas”, Apéndice 7)

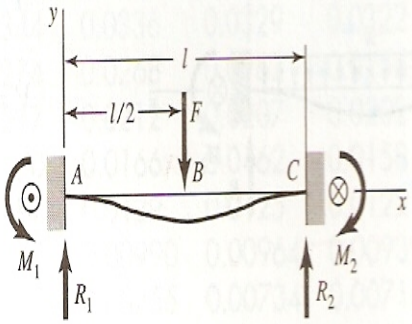
Designación del material (número ASTM)	Grado, producto o espesor	Resistencia a la tensión (ksi)	Resistencia a la tensión (MPa)	Resistencia de fluencia (ksi)	Resistencia de fluencia (MPa)	Ductilidad (porcentaje de elongación en 2 pulgadas)
A36	$t \leq 8$ pulg	58	400	36	250	21
A242	$t \leq 3/4$ pulg	70	480	50	345	21
A242	$t \leq 1\frac{1}{2}$ pulg	67	460	46	315	21
A242	$t \leq 4$ pulg	63	435	42	290	21
A500	Tubo estructural formado en frío, redondo o de otras formas					
	Redondo, grado A	45	310	33	228	25
	Redondo, grado B	58	400	42	290	23
	Redondo, grado C	62	427	46	317	21
	Otra forma, grado A	45	310	39	269	25
	Otra forma, grado B	58	400	46	317	23
	Otra forma, grado C	62	427	50	345	21
A501	Tubo estructural formado en caliente, redondo o de otras formas	58	400	36	250	23
A514	Templado y revenido, $t \leq 2\frac{1}{2}$ pulg	110-130	760-895	100	690	18%
A572	42, $t \leq 6$ pulg	60	415	42	290	24
A572	50, $t \leq 4$ pulg	65	450	50	345	21
A572	60, $t \leq 1\frac{1}{4}$ pulg	75	520	60	415	18
A572	65, $t \leq 1\frac{1}{4}$ pulg	80	550	65	450	17
A588	$t \leq 4$ pulg	70	485	50	345	21
A992	Perfiles W	65	450	50	345	21

Nota: ASTM A572 es uno de los aceros de alta resistencia y baja aleación (HSLA), y sus propiedades son similares a las del acero SAE J410b, especificadas por la SAE.

TABLA A-2 Cortante, Momento y Deflexión de vigas.

(J.E. Shigley, “Diseño en Ingeniería Mecánica”, Apéndice E)

14 Doble empotramiento: carga central



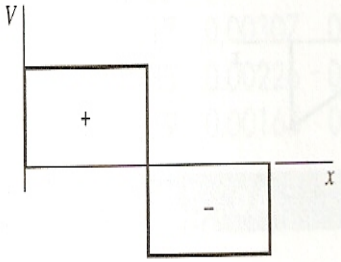
$$R_1 = R_2 = \frac{F}{2} \quad M_1 = M_2 = -\frac{Fl}{8}$$

$$V_{AB} = -V_{BC} = \frac{F}{2}$$

$$M_{AB} = \frac{F}{8}(4x - l) \quad M_{BC} = \frac{F}{8}(3l - 4x)$$

$$y_{AB} = \frac{Fx^2}{48EI}(4x - 3l)$$

$$y_{máx} = -\frac{Fl^3}{192EI}$$



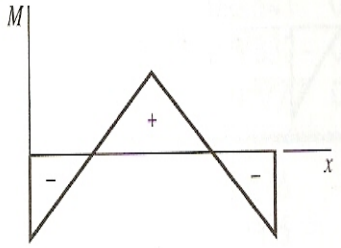


TABLA A-3 Tabla para Miembros a Compresión de 36 ksi.

("Manual del AICS", Tabla C-36)

Table C-36
Allowable Stress
For Compression Members of 36-ksi Specified Yield Stress Steel[a]

$\frac{Kl}{r}$	F_a (ksi)	$\frac{Kl}{r}$	F_a (ksi)	$\frac{Kl}{r}$	F_a (ksi)	$\frac{Kl}{r}$	F_a (ksi)	$\frac{Kl}{r}$	F_a (ksi)
1	21.56	41	19.11	81	15.24	121	10.14	161	5.76
2	21.52	42	19.03	82	15.13	122	9.99	162	5.69
3	21.48	43	18.95	83	15.02	123	9.85	163	5.62
4	21.44	44	18.86	84	14.90	124	9.70	164	5.55
5	21.39	45	18.78	85	14.79	125	9.55	165	5.49
6	21.35	46	18.70	86	14.67	126	9.41	166	5.42
7	21.30	47	18.61	87	14.56	127	9.26	167	5.35
8	21.25	48	18.53	88	14.44	128	9.11	168	5.29
9	21.21	49	18.44	89	14.32	129	8.97	169	5.23
10	21.16	50	18.35	90	14.20	130	8.84	170	5.17
11	21.10	51	18.26	91	14.09	131	8.70	171	5.11
12	21.05	52	18.17	92	13.97	132	8.57	172	5.05
13	21.00	53	18.08	93	13.84	133	8.44	173	4.99
14	20.95	54	17.99	94	13.72	134	8.32	174	4.93
15	20.89	55	17.90	95	13.60	135	8.19	175	4.88
16	20.83	56	17.81	96	13.48	136	8.07	176	4.82
17	20.78	57	17.71	97	13.35	137	7.96	177	4.77
18	20.72	58	17.62	98	13.23	138	7.84	178	4.71
19	20.66	59	17.53	99	13.10	139	7.73	179	4.66
20	20.60	60	17.43	100	12.98	140	7.62	180	4.61
21	20.54	61	17.33	101	12.85	141	7.51	181	4.56
22	20.48	62	17.24	102	12.72	142	7.41	182	4.51
23	20.41	63	17.14	103	12.59	143	7.30	183	4.46
24	20.35	64	17.04	104	12.47	144	7.20	184	4.41
25	20.28	65	16.94	105	12.33	145	7.10	185	4.36
26	20.22	66	16.84	106	12.20	146	7.01	186	4.32
27	20.15	67	16.74	107	12.07	147	6.91	187	4.27
28	20.08	68	16.64	108	11.94	148	6.82	188	4.23
29	20.01	69	16.53	109	11.81	149	6.73	189	4.18
30	19.94	70	16.43	110	11.67	150	6.64	190	4.14
31	19.87	71	16.33	111	11.54	151	6.55	191	4.09
32	19.80	72	16.22	112	11.40	152	6.46	192	4.05
33	19.73	73	16.12	113	11.26	153	6.38	193	4.01
34	19.65	74	16.01	114	11.13	154	6.30	194	3.97
35	19.58	75	15.90	115	10.99	155	6.22	195	3.93
36	19.50	76	15.79	116	10.85	156	6.14	196	3.89
37	19.42	77	15.69	117	10.71	157	6.06	197	3.85
38	19.35	78	15.58	118	10.57	158	5.98	198	3.81
39	19.27	79	15.47	119	10.43	159	5.91	199	3.77
40	19.19	80	15.36	120	10.28	160	5.83	200	3.73

[a]When element width-to-thickness ratio exceeds noncompact section limits of Sect. B5.1, see Appendix B5.
Note: C_c = 126.1

AMERICAN INSTITUTE OF STEEL CONSTRUCTION

TABLA A-4 Placa plana escalonada con Chaflanes

(R. Mott, “Diseño de elementos de máquinas”, Figura A15-2)

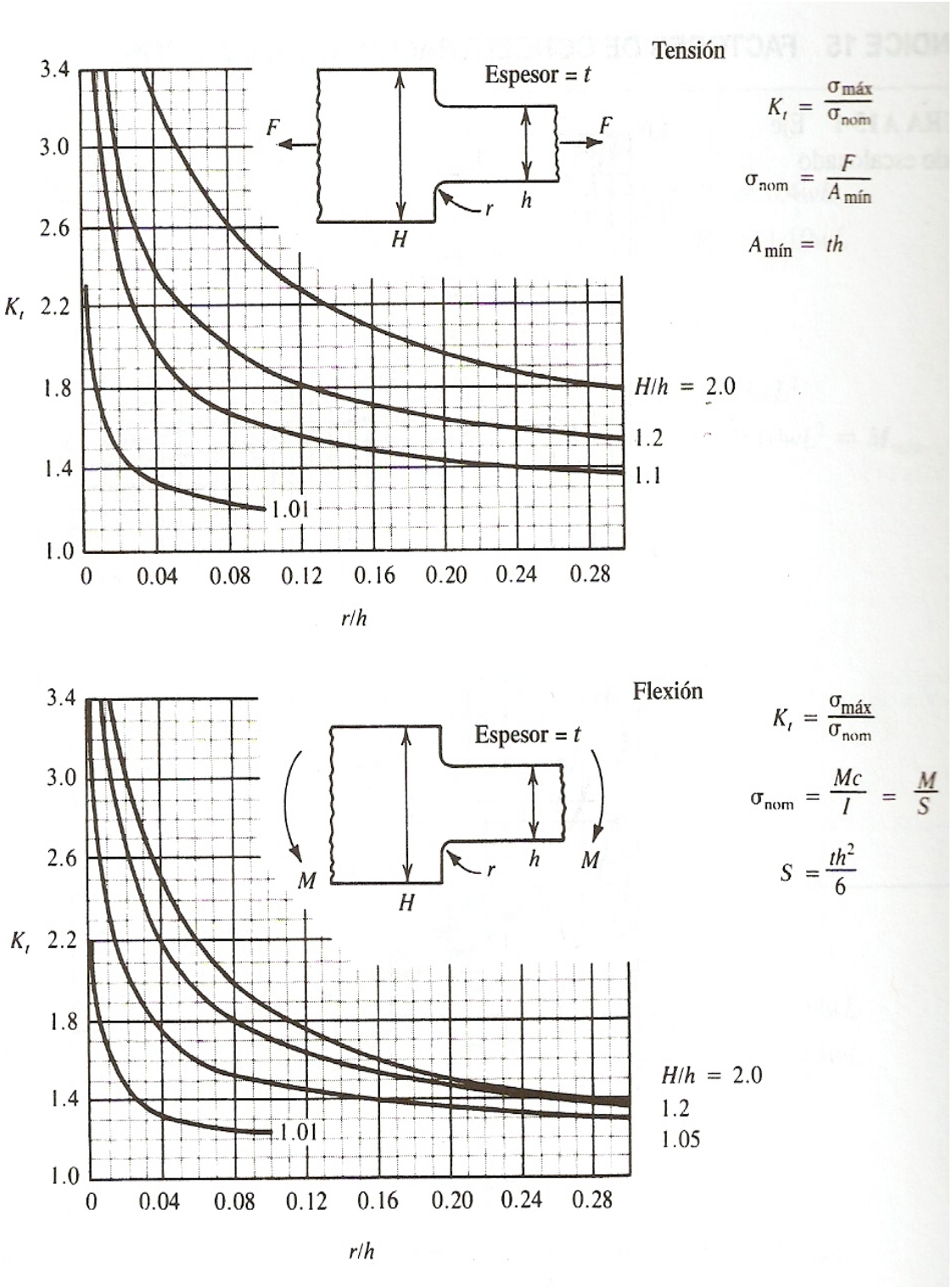
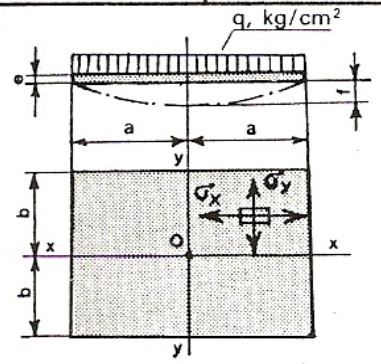


TABLA A-5 Placa plana rectangular (placa empotrada).

Placas cargadas

PLACA PLANA RECTANGULAR



Fuerza actuante:

q, kg/cm², uniformemente repartida sobre toda la placa.

Tensiones:

$$\sigma_x = \varphi_x \cdot \frac{qb^2}{e^2} \; ; \; \sigma_y = \varphi_y \cdot \frac{qb^2}{e^2}$$

Tensión reducida:

$$\sigma_r = \sigma_y \cdot \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y} = 0{,}89\ \sigma_y$$

Flecha:

$$f = \psi \cdot \frac{qb^4}{e^3\, E}$$

Relación entre dimensiones principales:

$$\eta = \frac{a}{b}$$

UNIVERSIDAD POLITÉC
BIBLIOT
KENNE
ECUAD

Pláca apoyada

Tensiones máximas en el centro de la placa

Para evitar levantamientos, se fijarán los ángulos A con una fuerza o carga F = k q b²

Valores en función de η:

η	φ_x	φ_y	ψ	k
1	1,15	1,15	0,71	0,26
1,5	1,20	1,95	1,35	0,34
2	1,11	2,44	1,77	0,37
3	0,97	2,85	2,14	0,37
4	0,92	2,96	2,24	0,38
∞	0,90	3,00	2,28	0,38

Placa empotrada

Tensión máxima en el centro del lado mayor, $\sigma_y = \sigma_{máx}$, $\sigma_x = 0{,}3 \cdot \sigma_y$

Valores en función de η:

η	Centro de la placa		Centro lado mayor	ψ
	φ_x	φ_x	$\varphi_{y\,máx}$	
1	0,53	0,53	1,24	0,225
1,5	0,48	0,88	1,82	0,394
2	0,31	0,94	1,92	0,431
∞	0,30	1,00	2,00	0,455

Ejemplo.—Cálculo de una placa rectangular de 2,25 × 1,20 m, apoyada en todo su contorno y sometida a la acción de una carga alternativa de 1500 kg/m², uniformemente repartida. Material, acero A 42.

$$\tau_{ad} = \frac{1200}{1{,}5} = 1730 \text{ kg/cm}^2. \text{ (coeficiente de seguridad, } \nu = 1{,}5)$$

$$\eta = \frac{2{,}25}{1{,}2} = 1{,}875;\ \varphi_y = 2{,}32,\ \psi = 1{,}67,\ k = 0{,}36 \text{ (interpolando linealmente).}$$

$$e = \sqrt{\frac{\varphi_y\, q\, b^2}{\sigma_y}} = \sqrt{\frac{2{,}32 \times 0{,}15 \times 60^2}{1730}} = 0{,}85 \text{ cm} \approx 9 \text{ mm.}$$

$$\sigma_y = 2{,}32 \times \frac{0{,}15 \times 60^2}{0{,}9^2} = 1547 \text{ kg/cm}^2;\ \sigma_r = 1547 \times 0{,}89 = 1377 \text{ kg/cm}^2$$

$$f = 1{,}67 \times \frac{0{,}15 \times 60^4}{0{,}9^3 \times 2100000} = 2{,}1 \text{ cm};\ F = 0{,}36 \times 0{,}15 \times 60^2 = 195 \text{ kg.}$$

Para placa empotrada (por ejemplo, soldada en todo su contorno) resultaría:

$\varphi_y = 1{,}89$; $\psi = 0{,}422$ (interpolando linealmente)

$$e = \sqrt{\frac{1{,}89 \times 0{,}15 \times 60^2}{1730}} = 0{,}77 \text{ cm} \approx 8 \text{ mm}$$

$$\sigma_y = 1{,}89 \times \frac{0{,}15 \times 60^2}{0{,}8^2} = 1595 \text{ kg/cm}^2;\ \sigma_r = 1595 \times 0{,}89 = 1420 \text{ kg/cm}^2.$$

$$\text{Flecha, } f = 0{,}422 \times \frac{0{,}15 \times 60^4}{0{,}8^3 \times 2100000} = 0{,}76 \text{ cm (7,6 mm).}$$

Nota.—Para flecha reducida o tensión limitada, fijadas en principio, se procederá de modo similar al seguido o indicado en el cálculo de las placas circular y elíptica.

TABLA A-6 Propiedades mínimas del metal de Aporte.

(J.E. Shigley, "Diseño en Ingeniería Mecánica", Tabla 9-4)

Número de electrodo AWS*	Resistencia de tensión (MPa)	Límite elástico kpsi (MPa)	Elongación (%)
E60xx	62 (427)	50 (345)	17-25
E70xx	70 (482)	57 (393)	22
E80xx	80 (551)	67 (462)	19
E90xx	90 (620)	77 (531)	14-17
E100xx	100 (689)	87 (600)	13-16
E120xx	120 (827)	107 (737)	14

* Sistema de numeración del código de especificaciones de la *American Welding Society* (AWS) para electrodos. En este sistema se usa como prefijo la letra E, en un sistema de numeración de cuatro o cinco dígitos en el cual los primeros dos o tres números designan la resistencia mínima a la tensión. El último incluye variables en la técnica de soldado, como la fuente de corriente. El penúltimo dígito indica la posición de soldado, como por ejemplo, plana, vertical o sobre la cabeza. El conjunto completo de especificaciones se puede obtener solicitándolo a la AWS.

TABLA A-7 Esfuerzos permisibles por el Código AISC para metal de aporte.

(J.E. Shigley, "Diseño en Ingeniería Mecánica", Tabla 9-5)

Tipo de carga	Tipo de soldadura	Esfuerzo permisible	n*
Tensión	A tope	$0.60S_y$	1.67
Aplastamiento	A tope	$0.90S_y$	1.11
Aplastamiento	A tope	$0.60\text{-}0.66S_y$	1.52-1.67
Compresión simple	A tope	$0.60S_y$	1.67
Cortante	A tope o de filete	$0.30S_{ut}^{\dagger}$	

* El factor de seguridad n se ha calculado mediante la teoría de la energía de distorsión.

† El esfuerzo cortante en el metal base no debe exceder $0.40S_y$ del metal base.

TABLA A-8 Propiedades a la Flexión de soldaduras de filete.

(J.E. Shigley, “Diseño en Ingeniería Mecánica”, Tabla 9-3)

Propiedades a la flexión de soldaduras de filete*

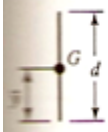
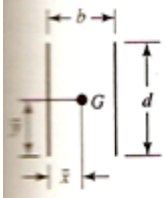
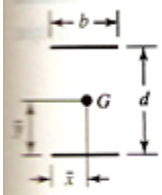
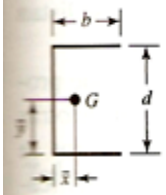
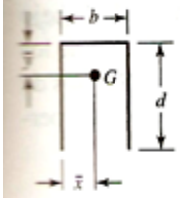
Soldadura	Área de la garganta	Ubicación de G	Segundo momento del área unitaria
	$A = 0.707hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{12}$
	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{6}$
	$A = 1.414hb$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{bd^2}{2}$
	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b+d}$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{12}(6b+d)$
	$A = 0.707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b+2d}$	$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b+2d)\bar{y}^2$

TABLA A-9 Cargas constantes permisibles y tamaños mínimos de soldadura de filete.
(J.E. Shigley, "Diseño en Ingeniería Mecánica", Tabla 9-7)

Cargas constantes permisibles y tamaños mínimos de soldadura de filete

Programa A: carga permisible para varios tamaños de soldadura de filete

	Nivel de resistencia del metal de aporte (EXX)						
	60*	70*	80	90*	100	110*	120
	Esfuerzo cortante permisible en la garganta, ksi (1 000 psi) de soldadura de filete o soldadura de muesca de penetración parcial						
$\tau =$	18.0	21.0	24.0	27.0	30.0	33.0	36.0
	Fuerza unitaria permisible en soldadura de filete, kip/pulg lineal						
†$f =$	12.73h	14.85h	16.97h	19.09h	21.21h	23.33h	25.45h
Tamaño del cateto h, pulg	Fuerza unitaria permisible para varios tamaños de soldaduras de filete kip/pulg lineal						
1	12.73	14.85	16.97	19.09	21.21	23.33	25.45
7/8	11.14	12.99	14.85	16.70	18.57	20.41	22.27
3/4	9.55	11.14	12.73	14.32	15.92	17.50	19.09
5/8	7.96	9.28	10.61	11.93	13.27	14.58	15.91
1/2	6.37	7.42	8.48	9.54	10.61	11.67	12.73
7/16	5.57	6.50	7.42	8.35	9.28	10.21	11.14
3/8	4.77	5.57	6.36	7.16	7.95	8.75	9.54
5/16	3.98	4.64	5.30	5.97	6.63	7.29	7.95
1/4	3.18	3.71	4.24	4.77	5.30	5.83	6.36
3/16	2.39	2.78	3.18	3.58	3.98	4.38	4.77
1/8	1.59	1.86	2.12	2.39	2.65	2.92	3.18
1/16	0.795	0.930	1.06	1.19	1.33	1.46	1.59

* Las soldaduras de filete en realidad se ensayaron por el AISC-AWS Task Committee.
† $f = 0.707h\,\tau_{perm}$.

Programa B: tamaño mínimo de soldadura de filete, h

Espesor del material de la parte unida más gruesa, pulg		Tamaño de la soldadura, pulg
*Hasta 1/4 inclusive		1/8
Mayor que 1/4	A 1/2	3/16
Mayor que 1/2	A 3/4	1/4
†Mayor que 3/4	A 1 1/2	5/16
Mayor que 1 1/2	A 2 1/4	3/8
Mayor que 2 1/4	A 6	1/2
Mayor que 6		5/8

No se debe exceder el espesor de la parte más delgada.
† Para tamaño mínimo del filete de soldadura, el programa no va más allá de soldadura de filete de 5/16 pulg por cada 3/4 pulg de material.
* El tamaño mínimo para aplicaciones en puentes no va más allá de 3/16 pulg.

Fuente: Adaptada de Omer W. Blodgett (ed.), *Stress Allowables Weldment Design*, D412, The James F. Lincoln Arc Welding Foundation, Cleveland, mayo, 1991, p. 3.

TABLA A-10 Esfuerzos Cortantes de Diseño para alambre de Acero ASTM A227.

(R. Mott, "Diseño de elementos de máquinas", Figura 19-8)

FIGURA 19-8
Esfuerzos cortantes de diseño para alambre de acero ASTM A227, estirado en frío (Reimpreso de Harold Carlson, *Spring Designer's Handbook*, pág. 144, por cortesía de Marcel Dekker, Inc.)

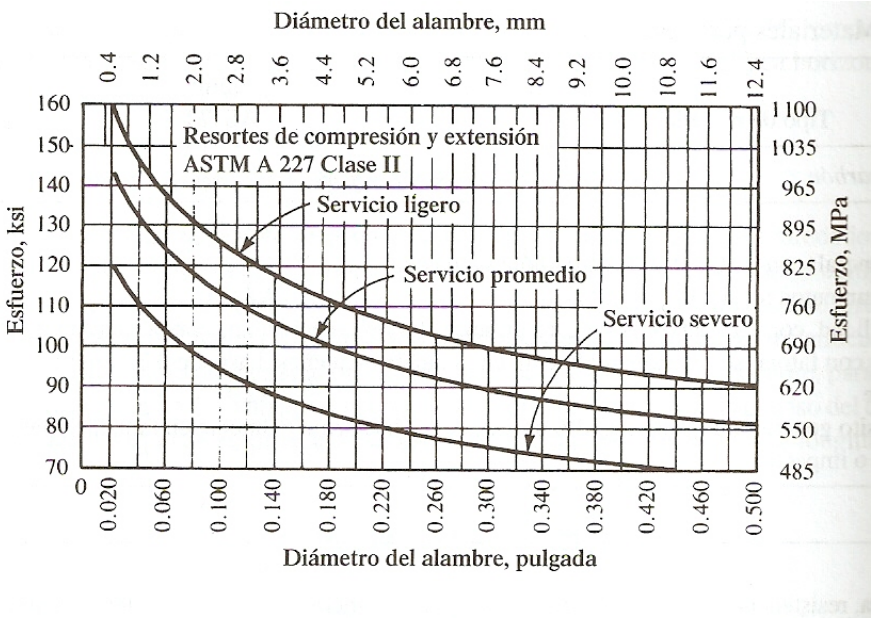


TABLA A-11 Equivalencias aproximadas de grados ASTM y Métricos de aceros para tornillos. (R. Mott, "Diseño de elementos de máquinas", Tabla 18-2)

TABLA 18-2 Normas ASTM para aceros de pernos

Grado ASTM	Tamaño de pernos (pulg)	Resistencia a la tensión (ksi)	Resistencia de fluencia (ksi)	Resistencia de prueba (ksi)	Marcas en la cabeza
A307	1/4 - 4	60	(No se informa)		Ninguna
A325	1/2 - 1	120	92	85	
	>1 - 1½	105	81	74	
A354-BC	1/4 - 2½	125	109	105	
A354-BD	1/4 - 2½	150	130	120	
A449	1/4 - 1	120	92	85	
	>1 - 1½	105	81	74	
	>1½ - 3	90	58	55	
A574	0.060 - 1/2	180		140	(Tornillos de ca-
	5/8 - 4	170		135	beza de presión)

TABLA 18-3 Grados métricos de aceros para pernos

Grado	Tamaño del perno	Resistencia a la tensión (MPa)	Resistencia de fluencia (MPa)	Resistencia de prueba (MPa)
4.6	M5-M36	400	240	225
4.8	M1.6-M16	420	340[a]	310
5.8	M5-M24	520	415[a]	380
8.8	M17-M36	830	660	600
9.8	M1.6-M16	900	720[a]	650
10.9	M6-M36	1040	940	830
12.9	M1.6-M36	1220	1100	970

[a]Las resistencias de fluencia son aproximadas, y no se incluyen en la norma.

TABLA A-12 Propiedades Mecánicas de la madera.

(Timoshenko, “Resistencia de Materiales” Tabla A.3

TABLA A.3

Propiedades de líquidos, sólidos y alimentos comunes (*Conclusión*)

b) Sólidos (los valores son para temperatura ambiente a menos que se indique otra cosa)

Sustancia	Densidad, ρ kg/m^3	Calor específico, C_p kJ/kg · °C
Metales		
Acero dulce	7 830	0.500
Aluminio		
200 K		0.797
250 K		0.859
300 K	2 700	0.902
350 K		0.929
400 K		0.949
450 K		0.973
500 K		0.997
Bronce (76% Cu, 2% Zn, 2% Al)	8 280	0.400
Cobre		
−173°C		0.254
−100°C		0.342
−50°C		0.367
0°C		0.381
27°C	8 900	0.386
100°C		0.393
200°C		0.403
Hierro	7 840	0.45
Latón amarillo (65% Cu, 35% Zn)	8 310	0.400
Magnesio	1 730	1.000
Níquel	8 890	0.440
Plomo	11 310	0.128
Plata	10 470	0.235
Tungsteno	19 400	0.130
No metales		
Arena	1 520	0.800
Arcilla	1 000	0.920
Asfalto	2 110	0.920
Caucho (blando)	1 100	1.840
Caucho (duro)	1 150	2.009
Concreto	2 300	0.653
Diamante	2 420	0.616
Grafito	2 500	0.711
Granito	2 700	1.017
Hielo		
200 K		1.56
220 K		1.71
240 K		1.86
260 K		2.01
273 K	921	2.11
Ladrillo común	1 922	0.79
Ladrillo refractario (500°C)	2 300	0.960
Madera contrachapada (abeto Douglas)	545	1.21
Maderas duras (maple, encino, etc.)	721	1.26
Maderas suaves (abeto, pino, etc.)	513	1.38
Mármol	2 600	0.880
Piedra	1 500	0.800
Piedra caliza	1 650	0.909
Vidrio para ventanas	2 700	0.800
Vidrio pirex	2 230	0.840
Yeso o tabla de yeso	800	1.09

c) Alimentos

Alimentos	Contenido de agua, % (masa)	Punto de congelación, °C	Calor específico, kJ/kg · °C: Por encima del punto de congelación	Calor específico, kJ/kg · °C: Por debajo del punto de congelación	Calor latente de fusión, kJ/kg
Brócoli	90	−0.6	3.86	1.97	301
Camarón	83	−2.2	3.62	1.89	277
Carne de pollo	74	−2.8	3.32	1.77	247
Carne de res	67	—	3.08	1.68	224
Cerezas	80	−1.8	3.52	1.85	267
Espinaca	93	−0.3	3.96	2.01	311
Fresas	90	−0.8	3.86	1.97	301
Huevo entero	74	−0.6	3.32	1.77	247
Leche entera	88	−0.6	3.79	1.95	294
Lechuga	95	−0.2	4.02	2.04	317
Maíz dulce	74	−0.6	3.32	1.77	247
Mantecado helado	63	25.6	2.95	1.63	210
Mantequilla	16	—	—	1.04	53
Manzanas	84	−1.1	3.65	1.90	281
Naranjas	87	−0.8	3.75	1.94	291
Papas [patatas]	78	−0.6	3.45	1.82	261
Pavo	64	—	2.98	1.65	214
Plátanos	75	−0.8	3.35	1.78	251
Queso suizo	39	−10.0	2.15	1.33	130
Salmón	64	−2.2	2.98	1.65	214
Sandía	93	−0.4	3.96	2.01	311
Tomates [jitomates] maduros	94	−0.5	3.99	2.02	314

Fuente: Los valores han sido obtenidos de varios manuales y otras fuentes o se han calculado. El contenido de agua y los datos de punto de congelación para alimentos provienen del ASHRAE, *Handbook of Fundamentals*, versión SI (Atlanta, GA: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1993), capítulo 30, tabla 1. El punto de congelación es la temperatura a la que comienza la congelación para frutas y verduras, y la temperatura promedio de congelación para otros alimentos.

TABLA A-13 Módulos de Elasticidad y Relaciones de Poisson.

(Timoshenko, “Resistencia de Materiales” Tabla H-2)

TABLA H-2 MÓDULOS DE ELASTICIDAD Y RAZONES DE POISSON

Material	Módulo de elasticidad E		Módulo de rigidez a cortante G		Coeficiente de Poisson
	ksi	GPa	ksi	GPa	
Aleaciones de aluminio	10 000–11 400	70–79	3800–4300	26–30	0.33
2014-T6	10 600	73	4000	28	0.33
6061-T6	10 000	70	3800	26	0.33
7075-T6	10 400	72	3900	27	0.33
Latón	14 000–16 000	96–110	5200–6000	36–41	0.34
Bronce	14 000–17 000	96–120	5200–6300	36–44	0.34
Hierro fundido	12 000–25 000	83–170	4600–10 000	32–69	0.2–0.3
Hormigón (compresión)	2500–4500	17–31			0.1–0.2
Cobre y aleaciones de cobre	16 000–18 000	110–120	5800–6800	40–47	0.33–0.36
Vidrio	7000–12 000	48–83	2700–5100	19–35	0.17–0.27
Aleaciones de magnesio	6000–6500	41–45	2200–2400	15–17	0.35
Monel (67% Ni, 30% Cu)	25 000	170	9500	66	0.32
Níquel	30 000	210	11 400	80	0.31
Plásticos					
Nylon	300–500	2.1–3.4			0.4
Polietileno	100–200	0.7–1.4			0.4
Piedra (compresión)					
Granito, mármol, cuarzo	6000–14 000	40–100			0.2–0.3
Piedra caliza, arenisca	3000–10 000	20–70			0.2–0.3
Caucho	0.1–0.6	0.0007–0.004	0.03–0.2	0.0002–0.001	0.45–0.50
Acero	28 000–30 000	190–210	10 800–11 800	75–80	0.27–0.30
Aleaciones de titanio	15 000–17 000	100–120	5600–6400	39–44	0.33
Tungsteno	50 000–55 000	340–380	21 000–23 000	140–160	0.2
Madera (flexión)					
Pino Douglas	1600–1900	11–13			
Roble	1600–1800	11–12			
Pino del sur	1600–2000	11–14			

TABLA A-14 Propiedades Mecánicas de la madera.

(Timoshenko, “Resistencia de Materiales” Tabla H-3)

TABLA H-3 PROPIEDADES MECÁNICAS (Continuación)

Material	Tensión de fluencia σ_Y		Tensión última σ_U		Porcentaje de alargamiento (longitud calibrada 2 in)
	ksi	MPa	ksi	MPa	
Alambre de acero	40–150	280–1000	80–200	550–1400	5–40
Aleaciones de titanio	110–150	760–1000	130–170	900–1200	10
Tungsteno			200–600	1400–4000	0–4
Madera (flexión)					
Pino Douglas	5–8	30–50	8–12	50–80	
Roble	6–9	40–60	8–14	50–100	
Pino del sur	6–9	40–60	8–14	50–100	
Madera (compresión paralela al gramo)					
Pino Douglas	4–8	30–50	6–10	40–70	
Roble	4–6	30–40	5–8	30–50	
Pino del sur	4–8	30–50	6–10	40–70	

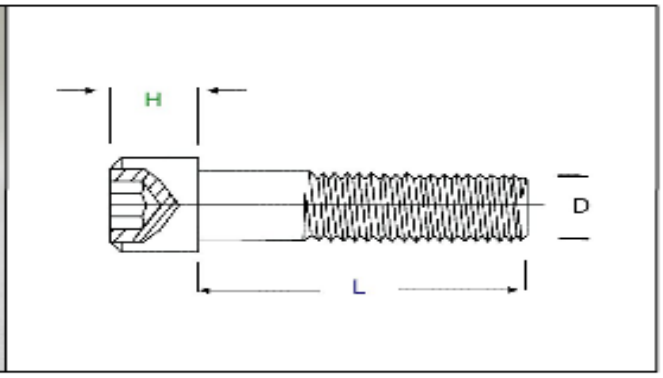
Tabla A-15 Esfuerzos cortantes y fuerzas sobre soldaduras).

(R. Mott, “Diseño de elementos de máquinas”, Tabla 20-3)

TABLA 20-3 Esfuerzos cortantes y fuerzas sobre soldaduras

Grado ASTM del metal base	Electrodo	Esfuerzo cortante admisible	Fuerza admisible por pulgada de lado
Estructuras de edificios:			
A36, A441	E60	13 600 psi	9600 lb/pulg
A36, A441	E70	15 800 psi	11 200 lb/pulg
Estructuras de puentes			
A36	E60	12 400 psi	8800 lb/pulg
A441, A242	E70	14 700 psi	10 400 lb/pulg

Tabla A-16 Pernos utilizados.



PERNO PARKER ROSCA METRICA ISO 12.9

Código	Diámetro	Largo "L"	Envase	Diámetro Cabeza "A"	Altura Cabeza "H"	Medida Llave "B"	Torque (Nm) Recomendado	Resistencia a la tracción (kN)
Pavonado								
101PPM	M4-0.7	8	100 U	7	4	3	5,2	11
103PPM	M4-0.7	12	100 U					
105PPM	M4-0.7	16	100 U					
107PPM	M4-0.7	20	100 U					
108PPM	M4-0.7	25	100 U					
110PPM	M5-0.8	8	100 U	9	5	4	10,3	17
112PPM	M5-0.8	12	100 U					
114PPM	M5-0.8	16	100 U					
116PPM	M5-0.8	20	100 U					
118PPM	M5-0.8	25	100 U					
119PPM	M5-0.8	30	100 U					
01PPM	M6-1.0	16	100 U	10	6	5	17,6	24
02PPM	M6-1.0	20	100 U					
03PPM	M6-1.0	25	100 U					
04PPM	M6-1.0	30	100 U					
05PPM	M6-1.0	40	100 U					
06PPM	M6-1.0	50	100 U					
07PPM	M6-1.0	60	100 U					
08PPM	M8-1.25	16	100 U	13	8	6	42,6	44
09PPM	M8-1.25	20	100 U					
10PPM	M8-1.25	25	100 U					
11PPM	M8-1.25	30	100 U					
12PPM	M8-1.25	40	50 U					
13PPM	M8-1.25	50	50 U					
23PPM	M8-1.25	60	50 U					
14PPM	M10-1.50	20	50 U	16	10	8	84,0	70
15PPM	M10-1.50	25	50 U					
16PPM	M10-1.50	30	50 U					
17PPM	M10-1.50	40	50 U					
18PPM	M10-1.50	50	50 U					
24PPM	M10-1.50	60	50 U					
19PPM	M12-1.75	25	50 U	18	12	10	146,0	101
20PPM	M12-1.75	30	50 U					
21PPM	M12-1.75	40	50 U					
22PPM	M12-1.75	50	50 U					
25PPM	M12-1.75	60	25 U					
26PPM	M12-1.75	80	25 U					

http://www.fijaciones.com/perno_alta_resistencia.asp

CRONOGRAMA DE DESARROLLO DEL PROYECTO

El proyecto se lo realizo en un periodo de trece meses, iniciando en el mes de Abril del 2009 y finalizarlo en Mayo del 2009

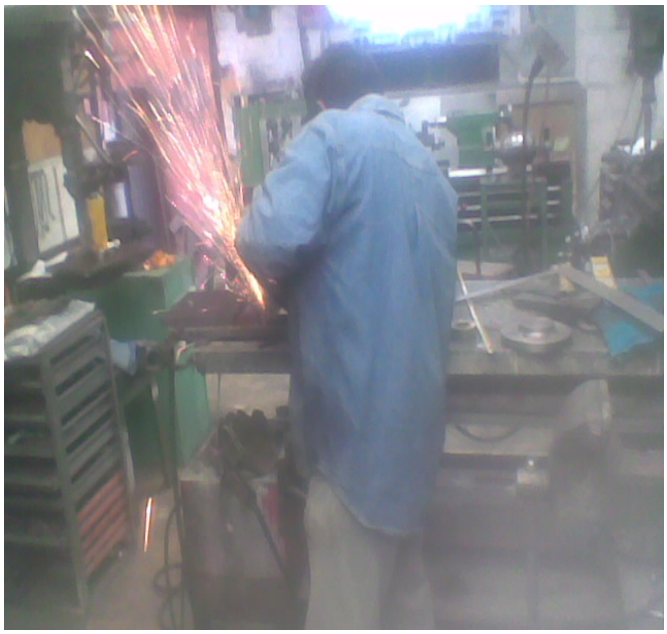
		2009 - 2010																													
Nº	MES	ABRIL/MAY				JUNIO/JUL.				AGOST/SEP				OCTB/NOV				DICMB/ENER				FEBR/MAR				ABRIL				MAY	
	ATIVIDAD / SEMANA	1 2	3 4	5 6	7 8	1 2	3 4	5 6	7 8	1 2	3 4	5 6	7 8	1 2	3 4	5 6	7 8	1 2	3 4	5 6	7 8	1 2	3 4	5 6	7 8	1	2	3	4	1	2
1	Presentación y Aprobación de la denuncia del tema de tesis.																														
2	Análisis del principio de funcionamiento de la máquina.																														
3	Recolección de información teórica-practica respecto al funcionamiento del equipo.																														
4	Consulta e investigación de dispositivos y elementos necesarios en la máquina.																														
5	Análisis de los elementos de adaptación y principio de funcionamiento de la máquina.																														
6	Elaboración de cálculos y teoría respectiva al diseño de planos y piezas que serán fabricadas.																														
7	Crear una lista de materiales y dispositivos necesarios para la construcción de la máquina.																														
8	Fabricación de piezas requeridas en la máquina y adaptación de dispositivos.																														
9	Ensamble y adaptación de elementos que conforman la máquina para ensayos de compresión.																														
10	Evaluación del desempeño del equipo, ejecución de los ensayos correspondientes, y correcciones finales del documento.																														

ANEXO A5

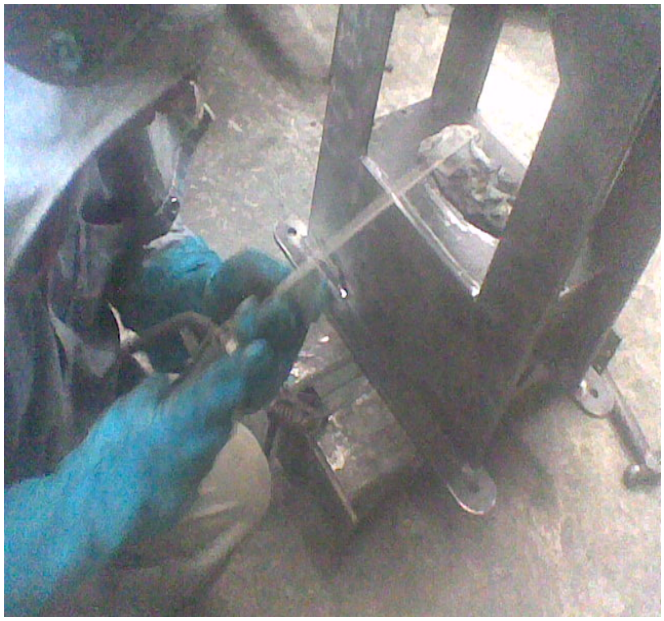
FOTOGRAFIAS DE LA CONSTRUCCION

ANEXO A5

FOTOGRAFIAS DE CONSTRUCCION



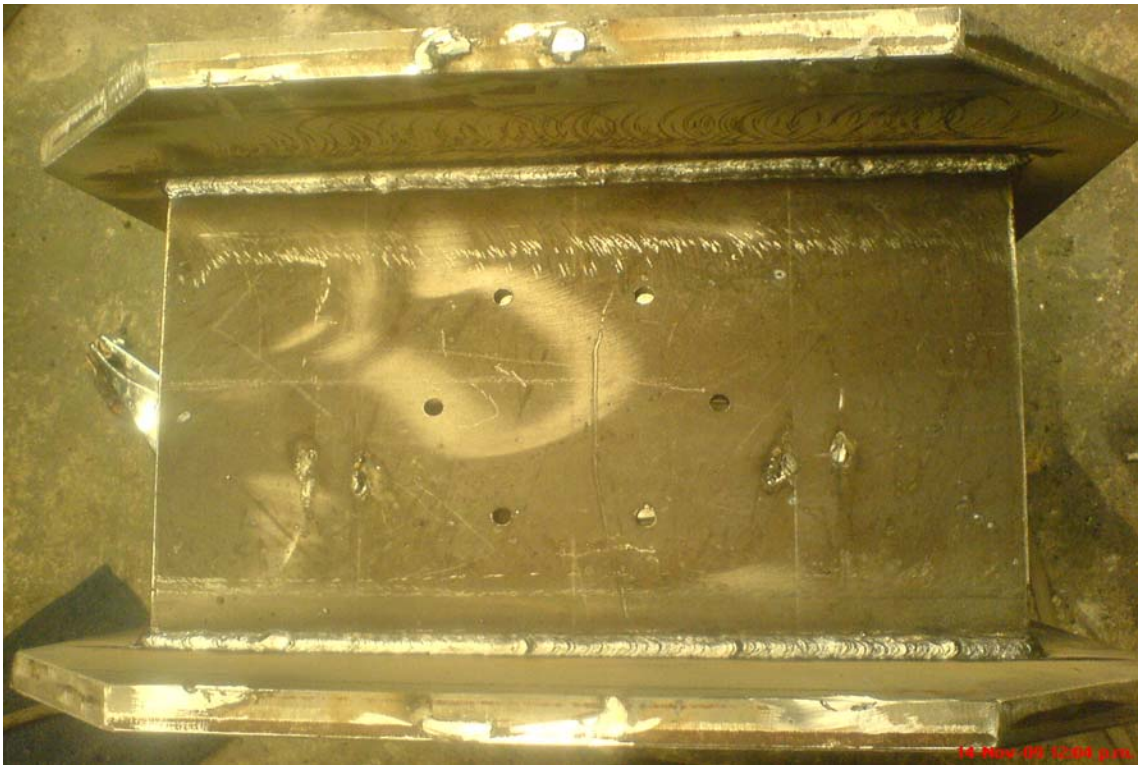
Preparación de placas (Pulido).



Unión de placas mediante puntos de suelda

Biselado y suelda general

Soldado de placas

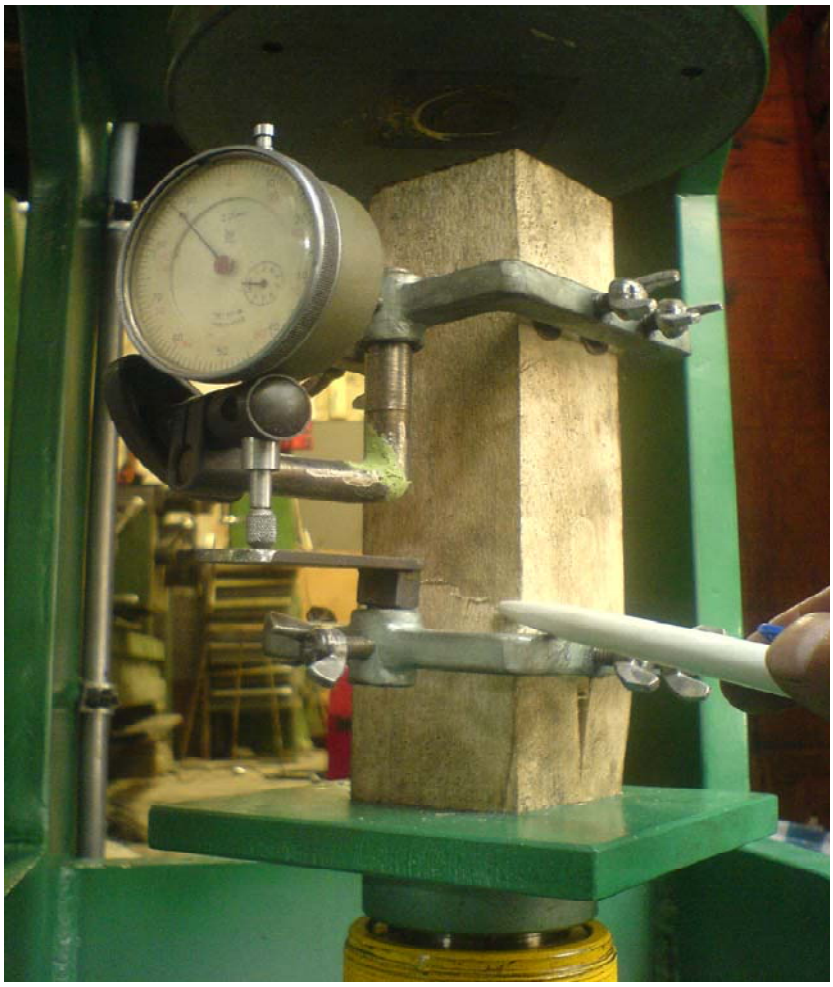


Soldadura de placas

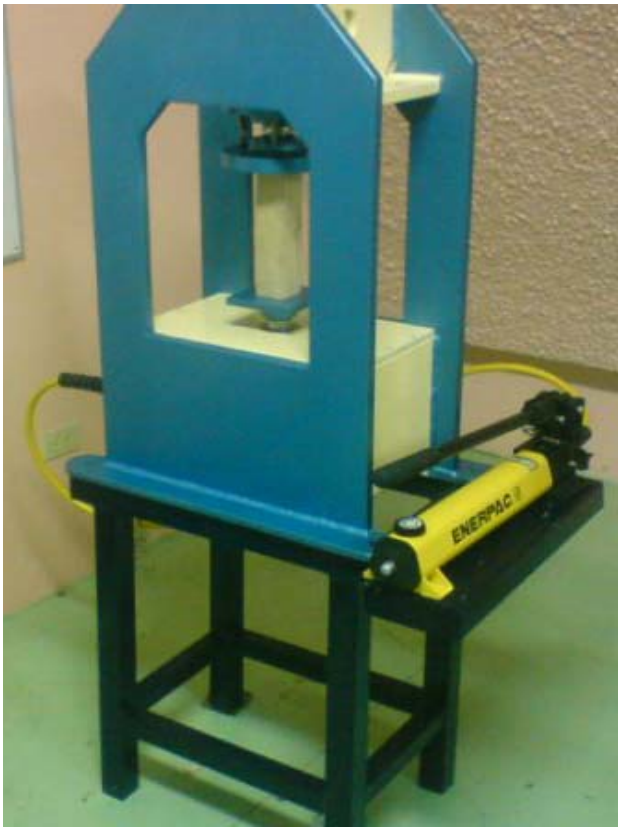
Torneado y Fresado de elementos.

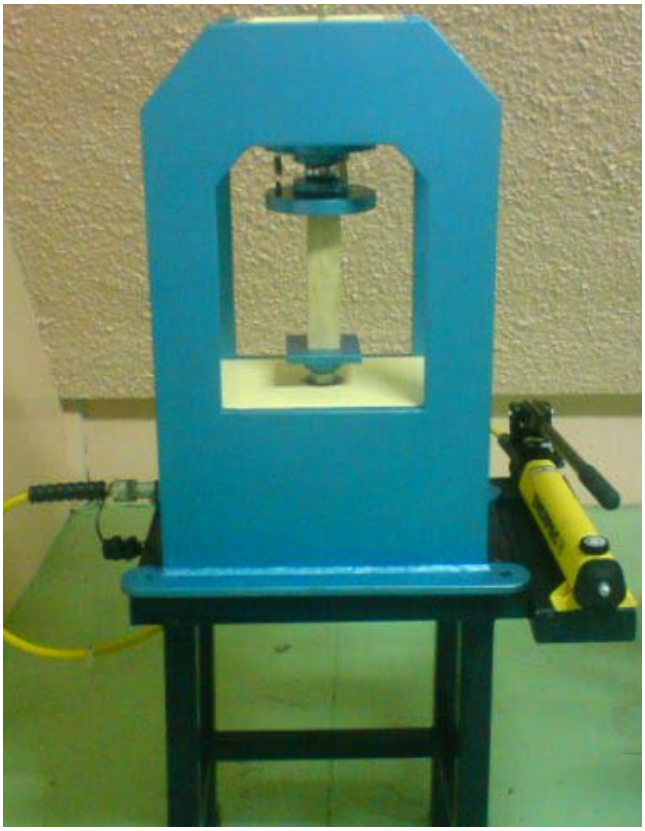
Pulido de residuos de soldadura y pintado de fondo con anticorrosivo.

Ensamble de elementos hidráulicos



Evaluación de desempeño del equipo





Colores finales de la máquina para ensayos de compresión

MAQUINA PARA ENSAYOS DE COMPRESION EN MADERA CON CAPACIDAD DE QUINCE TONELADAS.

ANEXO A6

FACTURAS Y PROFORMAS

ANEXO A6

PROFORMAS:

Proforma inicial de un equipo hidráulico para 100 Toneladas

No. PROFORMA : 77663

PAG. 001

ACERO COMERCIAL ECUATORIANO S.A.
www.acerocomercial.com

CLIENTE (30739) : CONSUMIDOR FINAL
CEDULA/RUC : 1790024857001
DIRECCION : CONSUMIDOR FINAL
TELEFONO : 9999999
FAX :
OBSERVACION : SR JUAN PILASITA
ENTREGAR EN : SUJ A STOCK / VAL X 1 DIA
FORMA DE PAGO : EF
FECHA IMPRESION : 23-03-2009 16:11:50

FECHA PROFORMA : 23-03-2009
ALMACEN : ACERO SUR
RUC : 1790008959001
DIRECCION : S/N
TELEFONO : s/n
FAX :
VENDEDOR(A) : DARIO ALMEIDA

12613-120

CODIGO	DESCRIPCION	MEDIDA	MARCA	CANTIDAD	PRECIO VENTA	%DSCTO	VALOR TOTAL
12668	BOMBA HIDRAULICA MANUAL P-462 2 VELOCIDADES 453 Pulg3 10000 PSI	UNI	ENERPAC	1.00	2,073.59	10.00	1,866.23
45036	CILINDRO HIDR S-A RC RC-1006 100 T 6.63" CARRERA 14.06" ALTURA	UNI	ENERPAC	1.00	2,512.67	10.00	2,261.40
12787	CILINDRO HIDR S-A RC RC-10010 100 T 10.25" CARRERA 17.69" ALTURA	UNI	ENERPAC	1.00	3,453.07	10.00	3,107.76

SOMOS CONTRIBUYENTES ESPECIALES S.R.I. #39
PRECIOS SUJETOS A CAMBIO SIN PREVIO AVISO

SON: OCHO MIL CIENTO TRES DOLARES CON 64 CENTAVOS

TOTAL BRUTO	8,039.33
DESCUENTOS	803.94
SUBTOTAL	7,235.39
I. V. A. (12) %	868.25
TRANSPORTE	0.00
VALOR A PAGAR	8,103.64

Proforma inicial de un equipo para 15 Toneladas

No. PROFORMA : 237067

PAG. 001

ACERO COMERCIAL ECUATORIANO S.A.
www.acerocomercial.com

CLIENTE (30739) : CONSUMIDOR FINAL
CEDULA/RUC : 1715523005
DIRECCION : CONSUMIDOR FINAL
TELEFONO : 9999999
FAX :
OBSERVACION :
ENTREGAR EN :
FORMA DE PAGO : EF
FECHA IMPRESION : 14-10-2009 10:35:37

FECHA PROFORMA : 14-10-2009
ALMACEN : ACERO MATRIZ UIO.
RUC : 1790008959001
DIRECCION : AV.DE LA PRENSA N45-14 Y TELEGRAFO 1
TELEFONO : 022454333 022454326
FAX : 022454455
VENDEDOR(A) : ANGEL NAVARRETE

CODIGO	DESCRIPCION	MEDIDA	MARCA	CANTIDAD	PRECIO VENTA	%DSCTO	VALOR TOTAL
44998	BOMBA HIDRAULICA MANUAL	UNI	ENERPAC				
	P-392.2 VELOCIDADES 55 Pulg3 10000 PSI			1.00	489.67	0.00	489.67
12765	CILINDRO HIDR S-A RC	UNI	ENERPAC				
	RC-154 15 Ton. 4" CARRERA 7.88" ALTURA			1.00	566.55	0.00	566.55
14412	ACOPLE DE MANGUERA	UNI	ENERPAC				
	C-604 ALTO FLUJO COMPL. H-M 3/8" NPT CON 2 TAPAS CD-411			1.00	58.36	0.00	58.36
92791	MANGUERA HIDRAULICA	UNI	ENERPAC				
	HC-7206 DE 6'			1.00	155.94	0.00	155.94
14434	ADAPTADOR PARA MANOMETRO	UNI	ENERPAC				
	GA-2, MACHO 3/8 NPT- HEMBRA 3/8 NPT, SALIDA MANOM. 1/2"			1.00	63.78	0.00	63.78
45076	MANOMETRO	UNI	ENERPAC				
	G-2535-L DE GLICERINA 2 1/2" DIAMETRO 0-10000PSI			1.00	97.94	0.00	97.94

SOMOS CONTRIBUYENTES ESPECIALES S.R.I. #39
PRECIOS SUJETOS A CAMBIO SIN PREVIO AVISO

SON: UN MIL SEISCIENTOS CUATRO DOLARES CON 11 CENTAVOS

TOTAL BRUTO	1.432.24
DESCUENTOS	0.00
SUBTOTAL	1.432.24
I. V. A. (12) %	171.87
TRANSPORTE	0.00
VALOR A PAGAR	1.604.11

Proforma inicial de la construcción de un cilindro hidráulico para 15 Toneladas

Gercasa
www.gercasa.com.ec

GERCASA S.A
1792087627001
PANAMERICANA NORTE KM 6 1/2 BODEGAS DE PARKENOR A-21
comercializacion@gercasa.com.ec / servicioalcliente@gercasa.com.ec
2801-118 2801- 119

Cotizacion Nº CTZ14242

Cliente: MOSTRADOR.
Atención: CONSUMIDOR FINAL
Dirección FAVOR CONFIRMAR DATOS PARA FACTURACIÓN
Asesor:
RUC 00000000000000
Teléfono DESCONOCIDO
Fecha: 13-ago-2009 MUESTRA: SI ☐ NO ☐ CANT.

Abonos:

Nº:	Valor:	Fecha:

Cant	Codigo	Articulo	Unidad	%Desc.	Precio	SubTotal
1	370400040	EJE CROMADO 63.5MM 2 1/2"	METRO		214,44	107.22
1	360300080	TUBERIA HONEADO 127MM*146MM	METRO		0,00	0,00
		pendiente precio				400,00
1	5MANO DE OBRA	MANO DE OBRA	UNIDA		1200,00	1,200.00
1	5MATERIAL	MATERIALES	UNIDA		0,00	0.00
		pendiente cotizacion de aceros				
1	2K17	FABRICACION DE SELLO DE PISTON	UNIDA		35,60	35.60
1	2S01	FABRICACION DE SELLO DE VASTAGO	UNIDA		12,80	12.80
2	2R14	FABRICACION DE FAJA	UNIDA		17,20	34.40
1	2A02	FABRICACION DE LIMPIADORES	UNIDA		12,80	12.80
1	2R14	FABRICACION DE FAJA	UNIDA		6,80	6.80
1	2K17	FABRICACION DE SELLO DE PISTON	UNIDA		24,92	24.92
1	42053641	MANOMETRO SECO-0-1000 PSI	UNIDA		15,00	15.00

TIEMPO DE ENTREGA 7 DÍAS LABORABLES A PARTIR DE CONFIRMACIÓN CON PAGO DEL 60% COMO ANTICIPO Y 40% CONTRA ENTREGA

SON: MIL CUATROCIENTOS SESENTA Y UN Y 14 / 100 DÓLARES
Válida hasta: 13-ago-2009

SUJETO A STOCK DE MATERIA PRIMA

1.- Es importante las mediciones de los alojamientos donde se instalarán los sellos. No se aceptan reclamos ni garantías en fabricación de sellos y de cualquier otro producto fabricado bajo muestra.
2.- Cualquier dato no especificado por el cliente y que por lo tanto no se encuentra descrito en el presente documento, libera de toda responsabilidad a GERCASA.
3.- GERCASA NO SE RESPONSABILIZA por la pérdida, daño o deterioro de toda muestra o trabajo que no haya sido

SUBTOTAL IVA:	1,449.64
SUBTOTAL EXCENTO:	0.00
DESCUENTO:	144.95
IVA:	156.55
TOTAL:	1,461.14

Forma de Pago Efectivo **Aceptado por:** _____
F / ☐

FACTURAS:

Factura de la compra del equipo hidráulico para 15 Toneladas

ACERO

ACERO COMERCIAL ECUATORIANO S.A.
R.U.C. 1790008959001
www.acerocomercial.com

TODO EN MATERIALES PARA LA INDUSTRIA Y LA CONSTRUCCION

MATRIZ: AV. LA PRENSA N45-14 Y CALLE EL TELEGRAFO
PBX.: (593-2) 2454 333 - 2454 326 - 2454 313 FAX: (593-2) 2454 455 - 2454 422
EMAIL: infouio@acerocomercial.com • QUITO - ECUADOR
ESTABLECIMIENTO: GUALBERTO PEREZ E1-48 Y MALDONADO Y NAPO
ALMACEN : ACERO SUR
TELFS.: 2613 220 - 2611 657 - 2613 120 • FAX: 2612 704 • QUITO - ECUADOR

FACTURA No. 003-001- 0077965
No. AUTORIZACION: 1106868746

No. FA 63705
FECHA FACTURA : 14-10-2009

CONTRIBUYENTE ESPECIAL
RESOLUCION No. 5368 DEL 02-VI-1995

CLIENTE (438651) : PROVEEDORES Y SUMINISTROS ELECTRICOS PROSUMTEL
CEDULA/RUC : 1792095156001
DIRECCION : AV. 10 DE AGOSTO N26-117 Y AV. ORELLANA
TELEFONO : 2529-149
OBSERVACION : SOLICITADO SR. GALO MOYA
VENDEDOR(A) : DARIO ALMEIDA

EFECTIVO : 0.00
CHEQUES : 0.00
TARJETAS : 0.00
RETENCION : 0.00
CREDITO : 1,363.50

No. PROFORMA : 83542
FECHA DE VENCIMIENTO
13-11-2009

CODIGO	DESCRIPCION	MEDIDA	MARCA	CANTIDAD	PRECIO VENTA	%DSCTO	VALOR TOTAL
44998	BOMBA HIDRAULICA MANUAL P-392 2 VELOCIDADES 55 Pulg3 10000 PSI	UNI	ENERPAC	1.00	489.67	15.00	416.22
12765	CILINDRO HIDR S-A RC RC-154 15 Ton. 4" CARRERA 7.88" ALTURA	UNI	ENERPAC	1.00	566.55	15.00	481.57
14412	ACOPLE DE MANGUERA C-604 ALTO FLUJO COMPL. H-M 3/8" NPT CON 2 TAPAS CD-411	UNI	ENERPAC	1.00	58.36	15.00	49.61
92791	MANGUERA HIDRAULICA HC-7206 DE 6'	UNI	ENERPAC	1.00	155.94	15.00	132.55
14434	ADAPTADOR PARA MANOMETRO GA-3 MACHO 3/8 NPT- HEMBRA 3/8 NPT SALIDA MANOM. 1/4"	UNI	ENERPAC	1.00	63.78	15.00	54.21
45076	MANOMETRO G-2535-L DE GLICERINA 2 1/2" DIAMETRO 0-10000PSI	UNI	ENERPAC	1.00	97.94	15.00	83.25

TOTAL BRUTO	1,432.24
DESCUENTOS	214.83
SUBTOTAL	1,217.41
I. V. A. (12) %	146.09
TRANSPORTE	0.00
VALOR A PAGAR	1,363.50

RECIBI FACTURA ORIGINAL

www.acerocomercial.com

SON: UN MIL TRESCIENTOS SESENTA Y TRES DOLARES CON 50 CENTAVOS

- VENDEDOR - COPIA SIN DERECHO A CREDITO TRIBUTARIO -

QUITO: 2479680 · GODIL: 2200135 · R.U.C. 0991475176001 · AUTORIZ. No. 1910 · FECHA ELAB.: 04-2009

Factura de la compra de Aceite hidráulico para el dispositivo hidráulico.

ACERO

ACERO COMERCIAL ECUATORIANO S.A.
R.U.C. 1790008959001
www.acerocomercial.com

TODO EN MATERIALES PARA LA INDUSTRIA Y LA CONSTRUCCION
MATRIZ: AV. LA PRENSA N45-14 Y CALLE EL TELEGRAFO
PBX.: (593-2) 2454 333 - 2454 326 - 2454 313 FAX: (593-2) 2454 455 / 2454 422
EMAIL: infouio@acerocomercial.com · QUITO - ECUADOR

FACTURA No.004-001- 0067896
No. AUTORIZACION: 1107082072

ALMACEN : ACERO MATRIZ UIO.

No. FA 162157
FECHA FACTURA : 18-01-2010

CONTRIBUYENTE ESPECIAL
RESOLUCION No. 5368 DEL 02-VI-1995

CLIENTE (49394) : MAILA CARRILLO CARLOS ESTEBAN
CEDULA/RUC : 1714893425001
DIRECCION : DRIAN NAVARRO 831 Y PASAJE PEREZ INTRIAG
TELEFONO : 3110262
OBSERVACION :
VENDEDOR(A) : ANGEL NAVARRETE

EFECTIVO : 24.06
CHEQUES : 0.00
TARJETAS : 0.00
RETENCION : 0.00
CREDITO : 0.00

No. PROFORMA : 245435
FECHA DE VENCIMIENTO

CODIGO	DESCRIPCION	MEDIDA	MARCA	CANTIDAD	PRECIO VENTA	%DSCTO	VALOR TOTAL
14380	ACEITE HIDRAULICO	UNI	ENERPAC				
	HF-104 AZUL ANTIESPUMANTE DESOXIDANTE S/ENVASE			1.00	22.37	10.00	20.13
21663	ENVASE PLASTICO	UNI	PLASTIGAMA				
	DESCARTABLE DE 1 Gln.			1.00	1.44	6.00	1.35

ACERO R.U.C. 1790008959001 CANCELADO

RECIBI FACTURA ORIGINAL

www.acerocomercial.com

TOTAL BRUTO	23.81
DESCUENTOS	2.33
SUBTOTAL	21.48
I. V. A. (12) %	2.58
TRANSPORTE	0.00
VALOR A PAGAR	24.06

SON: VEINTICUATRO DOLARES CON 06 CENTAVOS

CLIENTE

Factura de la compra de placas estructurales de acero

DIPAC
PRODUCTOS DE ACERO

www.dipacmanta.com

R.U.C. 1390060757001
CONTRIBUYENTE ESPECIAL
RESOLUCIÓN 5368 DEL 3 DE JUNIO 1999 DIPAC MANTA S.A.

• La mercadería viaja por cuenta y riesgo del comprador.
• Salida la mercadería de nuestros almacenes no se aceptan reclamos.
• Somos contribuyentes especiales favor no retener el IVA.
• Emitir los comprobantes de retención a nombre de DIPAC MANTA S.A.

R.U.C. 1390060757001
CONTRIBUYENTE ESPECIAL: Resolución 5368

NUMERO DE OFERTA: 060006114
NOMBRE/RAZON SOCIAL: OCACIONAL Q.S
CODIGO DE CLIENTE: 006000000
CODIGO DE DIRECCION: DIP000006 OCACIONAL Q.S

QUITO SUR, 04-01-10

POS.	Artículo		Cantidad	Precio	Total USD.	Und.
10	OXILC0200	OXICORTES 20mm	210.23	1.63	342.67	Kg
20	OXILC0150	OXICORTES 15mm	4.37	1.55	6.77	Kg
30	OXILC0350	OXICORTES 35mm	1.79	1.63	2.91	Kg
40	OXILC0350	OXICORTES 35mm	19.17	1.63	31.24	Kg
50	OXILC0300	OXICORTES 30mm	4.37	1.63	7.12	Kg
60	OXILC0120	OXICORTES 12mm	9.66	1.49	14.42	Kg
70	OXILC0150	OXICORTES 15mm	2.97	1.55	4.60	Kg
80	OXILC0350	OXICORTES 35mm	1.79	1.63	2.91	Kg
90	OXILC0150	OXICORTES 15mm	9.74	1.55	15.09	Kg
100	OXILC0350	OXICORTES 35mm	0.66	1.63	1.10	Kg
110	PANTGL	GALON ANTICORROSIVO GRIS MATE	1.00	9.81	9.81	gl
120	CO6011G16	COMARCO 6011 1/8"	1.00	1.90	1.90	Kg

ESTE DOCUMENTO NO CONSTITUYE UNA ORDEN DE VENTA Y LOS PRECIOS PUEDEN CAMBIARSE SIN PREVIO AVISO

SUBtotal		440.59
Iva		52.87
Total	USD	493.46

POR DIPAC MANTA CIA. LTDA.
VENDEDOR: CHUQUI SUNTAXI ANA GABRIELA

COPIA - SRI

Factura de la cañería hidráulica (tubo de acero sin costura).

CUCASA CIA. LTDA.

SISTEMAS HIDRAULICOS - MANGUERAS - CONEXIONES - ADAPTADORES - TUBOS DE ACERO SIN COSTURA, PARA CONDUCCION DE FLUIDOS DE TODA CLASE DE MAQUINARIA.

MATRIZ
AV. DIEZ DE AGOSTO N52-62 Y CAPITAN RAMON BORJA
TELEFONOS 2408040 2408041 2400282 - QUITO
CASILLA 272 - FAX 2408017 E-mail: cucasa@interactive.net.ec

CONTRIBUYENTE ESPECIAL
RESOLUCION 00281
R.U.C. 1790294609001

SUCURSAL
VILLAFLORA, JUAN MARQUEZ 40 Y EMILIO TERAN
TELEFONOS 2667747 - 2613552
TELEX 22732 - QUITO

GUIA DE REMISION: 0

FACTURA Nº 002-001- 0049301
AUTORIZACION Nº 1107387245

NOMBRE: SR. JUAN PILICITA
R.U.C.: 171849781-9 DIR.: 20303400
DIRECCION: CONTADO IVA

QUITO, Factura: 50301
QUITO 15 Diciembre 2009

CANTIDAD	DESCRIPCION	VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL
1.50 MTRO	CANERIAS TN127097 (Cañería de ½")	11.30	16.95
0.50 MTRO	CANERIAS TN095063 (Cañería de 3/8")	9.79	4.90

PAGADO

LA MENCIONADA SUMA EN ESTE DOCUMENTO ME (NOS) OBLIGA A PAGARLA EN MONEDA EN CURSO LEGAL CON MAS INTERES .....% ANUAL DESDE ESTA FECHA HASTA EL VENCIMIENTO DEL PLAZO SEÑALADO; SIENDO DE MI (NUESTRA) CUENTA TODOS LOS IMPUESTOS Y TASAS QUE CAUSARE ESTE PAGARE; EN CASO DE MORA ME (NOS) OBLIGO (AMOS) ADEMAS: A PAGAR EL INTERES ADICIONAL DEL .....% ANUAL DESDE EL VENCIMIENTO HASTA SU TOTAL CANCELACION ASI COMO A CUBRIR TODOS LOS GASTOS JUDICIALES Y EXTRANJEROS INCLUSIVE LOS HONORARIOS PROFESIONALES QUE OCASIONARE EL COBRO SIENDO SUFICIENTE PRUEBA PARA ESTABLECER TALES GASTOS LA MERA ASEVERACION DEL ACREEDOR.
QUEDO (AMOS) SOMETIDO (S) A LOS JUECES O TRIBUNALES DE ESTA CIUDAD O A LAS QUE ELIJA EL ACREEDOR Y A LA VIA EJECUTIVA. LUEGO DE HABER LEIDO ESTE DOCUMENTO ESTAMPO MI FIRMA DE CONFORMIDAD A CONTINUACION.

TOTAL DE LA FACTURA	
- DESC. DEL	21.85
SUB TOTAL	
+ I.V.A.	21.85
12 % TRANSPORTE	2.62
TOTAL A PAGAR	0.00
	24.47

FECHA DE VENCIMIENTO	VENDEDOR	VTO. BNO.	RECIBI CONFORME
CUATRO CON 47/100 DOLARES			

V= 3 16:51:35 D= 2

FEDAECUADOR S.R., 1792094636001, AUT. SRI 6496, FECHA DE IMPRESION: 2009-09-15 / 36724614 S.C. / CANT. 3000 DEL 49901 AL 52000

- USUARIO -

VALIDO PARA SU EMISION HASTA SEPTIEMBRE DEL 2010

Factura de adaptadores hidráulicos.

CUCASA CIA. LTDA.

SISTEMAS HIDRAULICOS - MANGUERAS - CONEXIONES - ADAPTADORES - TUBOS DE ACERO SIN COSTURA, PARA CONDUCCION DE FLUIDOS DE TODA CLASE DE MAQUINARIA.

MATRIZ
AV. DIEZ DE AGOSTO N52-62 Y CAPITAN RAMON BORJA
TELEFONOS 2408040 2408041 2400282 - QUITO
CASILLA 272 - FAX 2408017 E-mail: cucasa@interactive.net.ec

CONTRIBUYENTE ESPECIAL
RESOLUCION 00281
R.U.C. 1790294609001

SUCURSAL
VILLAFLORA, JUAN MARQUEZ 40 Y EMILIO TERAN
TELEFONOS 2667747 - 2613552
TELEX 22732 - QUITO

GUIA DE REMISION: 0

FACTURA Nº 002-001- 0049619
AUTORIZACION Nº 1107387245

NOMBRE: SR.JUAN FILICITA 20003400

R.U.C.:

DIR.:

DIRECCION: CONTADO IVA

QUITO, QUITO 14 Enero 2010

Factura: 50619

CANTIDAD	DESCRIPCION	VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL
2 UND	ADAPTADORES 1028-6-6 (Conector giratorio M-H 3/8"-18NPTF)	2.13	4.26
1 UND	ADAPTADORES 1042-6-6 (Neplo hexagonal 3/8"-18 NPTF)	3.38	3.38
1 UND	ADAPTADORES 1008-6-6 (Acople hexagonal H-H 1/2"-18 NPTF)	2.84	2.84
1 UND	ADAPTADORES 1008-4-4 (Acople hexagonal H-H 3/8"-18 NPTF)	3.08	3.08
1 UND	ARREGLO MANGUERAS	5.00	5.00

LA MENCIONADA SUMA EN ESTE DOCUMENTO ME (NOS) OBLIGA A PAGARLA EN MONEDA EN CURSO LEGAL CON MAS INTERES .....% ANUAL DESDE ESTA FECHA HASTA EL VENCIMIENTO DEL PLAZO SEÑALADO; SIENDO DE MI (NUESTRA) CUENTA TODOS LOS IMPUESTOS Y TASAS QUE CAUSARE ESTE PAGARE; EN CASO DE MORA ME (NOS) OBLIGO (AMOS) ADEMAS; A PAGAR EL INTERES ADICIONAL DEL .....% ANUAL DESDE EL VENCIMIENTO HASTA SU TOTAL CANCELACION ASI COMO A CUBRIR TODOS LOS GASTOS JUDICIALES Y EXTRANJEROS INCLUSIVE LOS HONORARIOS PROFESIONALES QUE OCASIONARE EL COBRO SIENDO SUFICIENTE PRUEBA PARA ESTABLECER TALES GASTOS LA MERA ASEVERACION DEL ACREEDOR.
QUEDO (AMOS) SOMETIDO (S) A LOS JUECES O TRIBUNALES DE ESTA CIUDAD O A LAS QUE ELIJA EL ACREEDOR Y A LA VIA EJECUTIVA. LUEGO DE HABER LEIDO ESTE DOCUMENTO ESTAMPO MI FIRMA DE CONFORMIDAD A CONTINUACION.

TOTAL DE LA FACTURA	18.56
- DESC. DEL	
SUB TOTAL	18.56
+ I.V.A. 12 %	2.23
TRANSPORTE	0.00
TOTAL A PAGAR	US$ 20.79

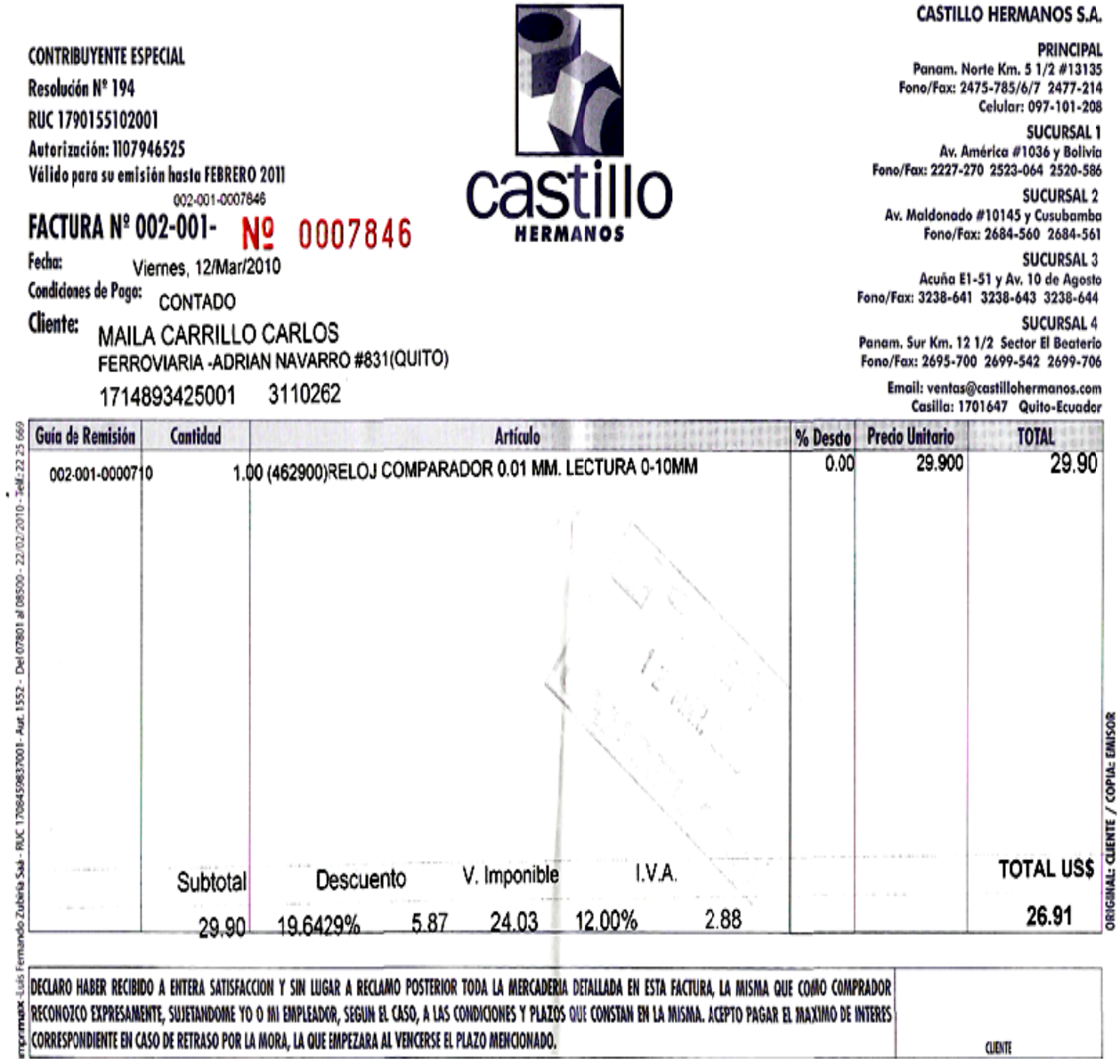
FECHA DE VENCIMIENTO	VENDEDOR	VTO. BNO.	RECIBI CONFORME
	V: 3 17:13:07	C: 2	

FESAECUADOR S.A.,1792094636001, AUT. SRI 6496, FECHA DE IMPRESION: 2009-09-15 / 36724614 S.C. / CANT. 3000 DEL 49001 AL 52000

VALIDO PARA SU EMISION HASTA SEPTIEMBRE DEL 2010

- USUARIO -

Factura de la compra del reloj comparador.



CONTRIBUYENTE ESPECIAL
Resolución Nº 194
RUC 1790155102001
Autorización: 1107946525
Válido para su emisión hasta FEBRERO 2011

002-001-0007846

FACTURA Nº 002-001- Nº 0007846

Fecha: Viernes, 12/Mar/2010
Condiciones de Pago: CONTADO
Cliente: MAILA CARRILLO CARLOS
FERROVIARIA -ADRIAN NAVARRO #831(QUITO)
1714893425001 3110262

castillo HERMANOS

CASTILLO HERMANOS S.A.

PRINCIPAL
Panam. Norte Km. 5 1/2 #13135
Fono/Fax: 2475-785/6/7 2477-214
Celular: 097-101-208

SUCURSAL 1
Av. América #1036 y Bolivia
Fono/Fax: 2227-270 2523-064 2520-586

SUCURSAL 2
Av. Maldonado #10145 y Cusubamba
Fono/Fax: 2684-560 2684-561

SUCURSAL 3
Acuña E1-51 y Av. 10 de Agosto
Fono/Fax: 3238-641 3238-643 3238-644

SUCURSAL 4
Panam. Sur Km. 12 1/2 Sector El Beaterio
Fono/Fax: 2695-700 2699-542 2699-706

Email: ventas@castillohermanos.com
Casilla: 1701647 Quito-Ecuador

Guía de Remisión	Cantidad	Artículo	% Descto	Precio Unitario	TOTAL
002-001-0000710	1.00	(462900)RELOJ COMPARADOR 0.01 MM. LECTURA 0-10MM	0.00	29.900	29.90

Subtotal	Descuento		V. Imponible	I.V.A.		TOTAL US$
29.90	19.6429%	5.87	24.03	12.00%	2.88	26.91

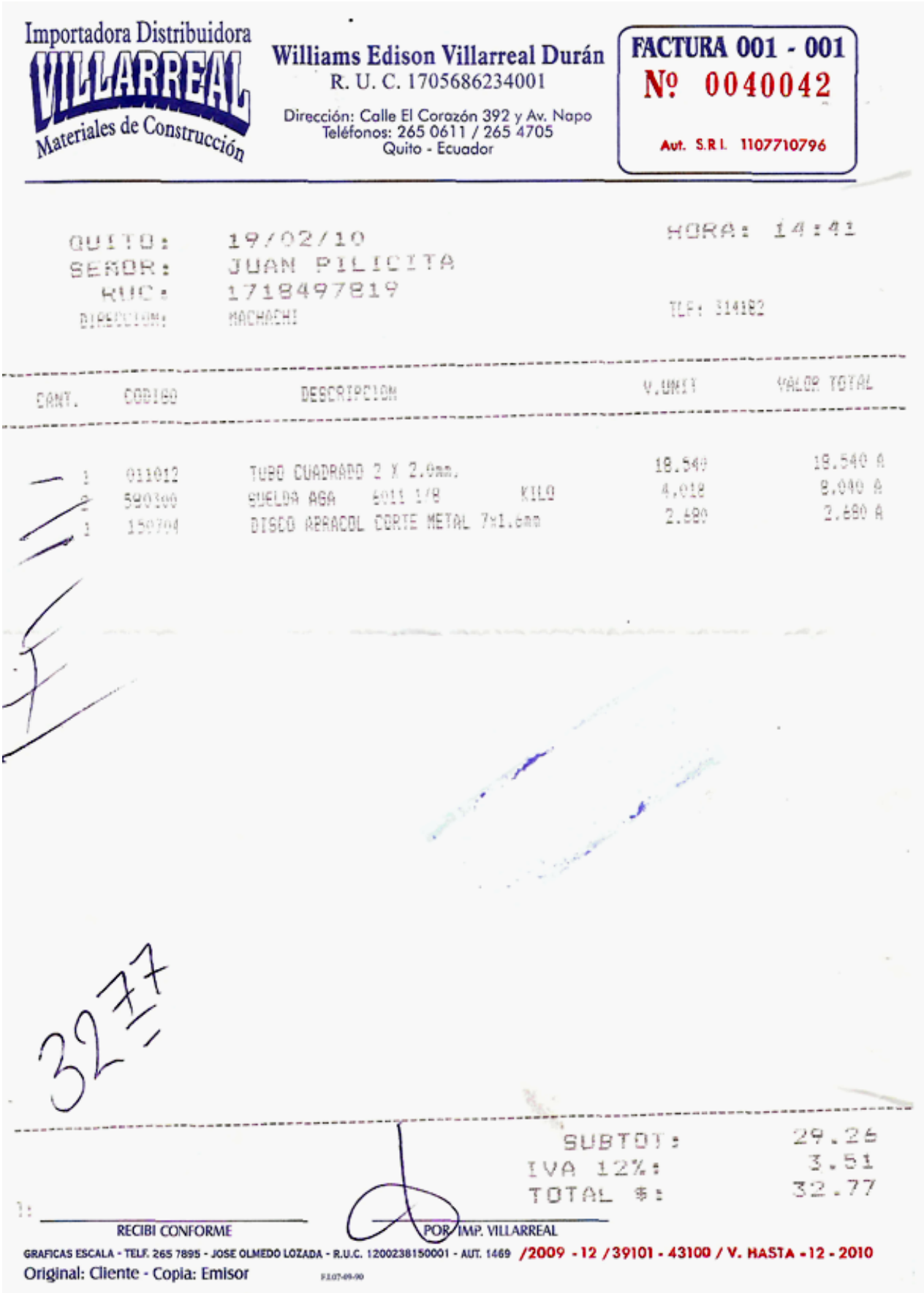
DECLARO HABER RECIBIDO A ENTERA SATISFACCION Y SIN LUGAR A RECLAMO POSTERIOR TODA LA MERCADERIA DETALLADA EN ESTA FACTURA, LA MISMA QUE COMO COMPRADOR RECONOZCO EXPRESAMENTE, SUJETANDOME YO O MI EMPLEADOR, SEGUN EL CASO, A LAS CONDICIONES Y PLAZOS QUE CONSTAN EN LA MISMA. ACEPTO PAGAR EL MAXIMO DE INTERES CORRESPONDIENTE EN CASO DE RETRASO POR LA MORA, LA QUE EMPEZARA AL VENCERSE EL PLAZO MENCIONADO.

CLIENTE

ORIGINAL: CLIENTE / COPIA: EMISOR

Imprimex Luis Fernando Zubiria Sala - RUC 1708459837001- Aut. 1552 - Del 07801 al 08500 - 22/02/2010 - Telf: 22 25 669

Factura de la compra de Tubo cuadrado, electrodos y disco de corte.



Importadora Distribuidora
VILLARREAL
Materiales de Construcción

Williams Edison Villarreal Durán
R. U. C. 1705686234001
Dirección: Calle El Corazón 392 y Av. Napo
Teléfonos: 265 0611 / 265 4705
Quito - Ecuador

FACTURA 001 - 001
Nº 0040042
Aut. S.R.I. 1107710796

QUITO: 19/02/10 HORA: 14:41
SEÑOR: JUAN PILICITA
RUC: 1718497819
DIRECCION: MACHACHI TLF: 314182

CANT.	CODIGO	DESCRIPCION		V.UNIT	VALOR TOTAL
1	011012	TUBO CUADRADO 2 X 2.0mm.		18.540	18.540 A
2	590300	SUELDA AGA 6011 1/8	KILO	4.010	8.040 A
1	150704	DISCO ARACOL CORTE METAL 7x1.6mm		2.680	2.680 A

3277

SUBTOT: 29.25
IVA 12%: 3.51
TOTAL $: 32.77

RECIBI CONFORME

POR IMP. VILLARREAL

GRAFICAS ESCALA - TELF. 265 7895 - JOSE OLMEDO LOZADA - R.U.C. 1200238150001 - AUT. 1469 /2009 -12 /39101 - 43100 / V. HASTA -12 - 2010
Original: Cliente - Copia: Emisor

Factura de la compra de pernos, tuercas y arandelas.

FERRETERIA
ORBEA
- FERREORB - CIA. LTDA.
EL CAMAL, AV. GUALBERTO PEREZ 1006 Y AV. NAPO
TELFS.: 2655-460 2650-707 2612-450
FAX: 2650-435 - QUITO
AUTORIZACION: 1107545267
R.U.C.: 1792113415001

CLIENTE:
NOMBRE: **CONSUMIDOR FINAL**
DIRECCION: ***
RUC/CI:
TELEFONO: *

FACTURA
Nº 001-001 0113471
EMISION: 0000535933
PAGO: Quito. 15/01/2010
NARCISA VILLACI
VENDEDOR:
VENCE: 15/01/2010

COMENTARIOS: Fax...:

ITEM	UNIDAD	DESCRIPCION	CANTIDAD	PRECIO	DSCTO.	TOTAL RENGLON
40520404	UND	PERNOS MILM. M6 X 25 (hexagonales)	3.00	0.0230		0.07
40760204	UND	TUERCAS MILM. M6	13.00	0.0100		0.13
40530704	UND	PERNOS MILM. M8 X 40 (hexagonales)	5.00	0.0600		0.30
40760304	UND	TUERCAS MILM. M8	5.00	0.0200		0.10
11580403	DEC	RODELA PRESION 5/16 (10 UND)	0.50	0.0600		0.03
40520304	UND	PERNOS MILM. M6 X 20 (allen)	10.00	0.0230		0.23
11570103	DEC	RODELA PLANA 1/4 (10 UND)	1.00	0.1700		0.17

1.03 DESCTO.: IVA: 0.12 TOTAL A PAGAR: 1.15

SON: UN 15/100
FORMA DE PAGO: CONTADO

ADQUIRENTE

NOTA: SALIDA LA MERCADERIA NO SE ACEPTA RECLAMOS

ENTREGADO

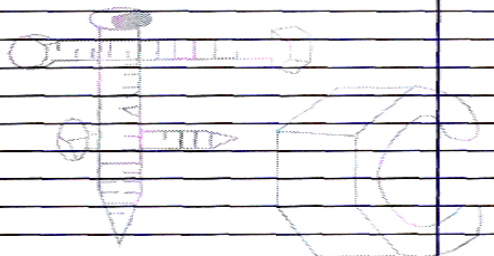
FERRETERIA CARRILLO
Distribuidor de: Herramientas Manuales, Eléctricas, Ryobi, Chumaceras, Pernos milimétricos y en pulgadas, Tornillería, Pernos, Guías, Espárragos para rueda, Conectores, Cañerías de Cobre y Todo en Accesorios para Frenos de Aire.
MATRIZ: Espejo Andrés Pérez 234
SUCURSAL: El Pintado Av. Mariscal Sucre S10-700 (N°809) y Pasaje Nisan
Telf.: 2612-204 / 2613-920 / ferreteria.carrillo@gmail.com

CAMACHO MUÑOZ MARTHA SUSANA
R.U.C. 1705415675001
FACTURA S 002-001
AUT. SRI.: 1107810845
Nº 037134

Cliente: Juan Pilicita
R.U.C./C.I. 1718497849
Dirección: Machachi

FECHA: DIA 19 MES 01 AÑO 10
Telf.: 2314-182
Guía de Remisión:

CANT.	DETALLE	V. UNIT.	V. TOTAL
12	Perno 6x25 Cy c/Mariposa	3.25	3.25



Salida la mercadería no se acepta devoluciones

SUBTOTAL	2.91
DESCUENTO	
I.V.A. %	0.34
TOTAL	3.25

FIRMA AUTORIZADA
RECIBI CONFORME

DURAN PILLAJO HUMBERTO VINICIO - RUC: 1714037981001 - AUT.: 8753 - del 037101 AL 039100 - F. Imp. ENERO / 2010
ORIGINAL ADQUIRENTE - COPIA EMISOR
CADUCA ENERO / 2011

CASA DE PERNOS Y TORNILLOS

Iturralde Aragón Inés del Pilar

DISTRIBUIDOR DE PERNOS ESPECIALES
CAUCHOS AUTOMOTRIZ Y HERRAMIENTAS

Dirección: Juan de Alcázar E2-150 y Juan del Valle (Sector el Camal)
Teléfono: 3122-940 Cel.: 096-459-666 Quito - Ecuador

R.U.C. 1705705851001
FACTURA 001-001
0006103
AUTORIZACION 1107484627
VALIDO HASTA OCTUBRE/2010

Fecha: 11 MARZO 2010 *Telf.:*
Cliente: CARLOS MAILA *C.I. / R.U.C.:* 1714893425
Dirección: *Guía de Remisión:*

CANT.	DESCRIPCION	V. UNIT.	VALOR TOTAL
4	PERNOS AC. INOX 5/8		10.00

IMPRENTA "LA ERA" AULESTIA ARMAS EDISON EDMUNDO,
RUC: 1715560270001, AUT. SRI: 4251 F. IMP. 2009/10/06
DEL 005701 AL 006300
ORIGINAL: Adquiriente - COPIA: Emisor

SUBTOTAL $	10.00
DESCUENTO $	
BASE IMPONIBLE $	
% I.V.A. $	1.20
TOTAL $	11.20

FIRMA AUTORIZADA

CLIENTE

Factura de la compra de anticorrosivo, pinturas, thinner, y lijas

Pinturas DON POLO – Todo para el pintor

E-mail: donpolo@andinanet.net
Matriz: Cononaco E1-23 y Castagua Esq. Edificio Asoc. Barrios del Sur. Telfs: 2656 973 - 099 372553 - Quito
Sucursal: Luis Cordero Av. General Enríquez 2820 (Frente a River Mall - Sangolquí) Telf. 2333 219

ULLAURI VELASCO OSWALDO JESUS
RUC. 1701155903001
AUT. SRI. 1107214083
NOTA DE VENTA 001-001
0049585
VALIDO su emisión hasta Julio / 2010

NOMBRE: CONSUMIDOR FINAL
FECHA: 18/01/2010
CIUDAD: Quito
FORMA DE PAGO: EF 0

CANT.	UNIDAD MEDIDA	COD.	ARTICULO	VALOR UNIT.	VALOR TOTAL
1	LTS 739	AU	UNIPRIMER VERDE 1/4	8.00	8.00

OBSERVACIONES:
Son: OCHO 00/100
SUBTOTAL $ 7.99
DESCUENTO 0.00
TOTAL USD $ 8.00

Todo para el Pintor – PREPARACION TECNICA DE COLORES EN Pinturas Arquitectónicas Automotrices e Industriales
Ramos Yánez Luis Danilo "Ramos Graf" RUC. 1711006278001 Aut. SRI. 1566 Villa Flora Telf. 2644-346 / 2612 038 F. Imp. 2009-07-21 del 0047101 al 0052100

DAVID
RECIBI CONFORME — SELLO Y FIRMA

Pinturas DON POLO – Todo para el pintor

ULLAURI VELASCO OSWALDO JESUS
RUC. 1701155903001
AUT. SRI. 1107214083
NOTA DE VENTA 001-001
0050519
VALIDO su emisión hasta Julio / 2010

NOMBRE: CONSUMIDOR FINAL
FECHA: 06/02/2010
CIUDAD: Quito
FORMA DE PAGO: EF 0

CANT.	UNIDAD MEDIDA	COD.	ARTICULO	VALOR UNIT.	VALOR TOTAL
1		X-01 08	ESMALTE MAX MARFIL G8	2.49	2.49
1	LTS	X-44 08	MARTILLADO AZUL G8	2.80	2.80
2	LTR	8030 1/4	THINNER LACA 1/4	1.29	2.59
1			Masking 1"	0.90	0.90

OBSERVACIONES:
Son: OCHO , 80/100
SUBTOTAL $ 8.80
DESCUENTO 0.00
TOTAL USD $ 8.80

Todo para el Pintor – PREPARACION TECNICA DE COLORES EN Pinturas Arquitectónicas Automotrices e Industriales
Ramos Yánez Luis Danilo "Ramos Graf" RUC. 1711006278001 Aut. SRI. 1566 Villa Flora Telf. 2644-346 / 2612 038 F. Imp. 2009-07-21 del 0047101 al 0052100

DAVID
RECIBI CONFORME — SELLO Y FIRMA

---

koloreart 2

PADILLA MOSQUERA LUIS ALBERTO
R.U.C. 1706765680001
FACTURA 002-001
Nº 0004366

SR. (ES): 00001 CONSUMIDOR FINAL
FECHA: 19-02-2010
R.U.C / C.I.: 000
TELF.: NN
DIRECCION: NN

CANT.		DESCRIPCION	V. UNITARIO	VALOR TOTAL
1.00	520B	ESMALTE BLANCO HUESO 946	3.64	3.64
1.00	TLF16	THINNER LACA	1.43	1.43
1.00	EPG	ENVASE PLASTICO GALON	0.22	0.22
2.00	AF150	LIJA DE AGUA FANDELI # 150	0.31	0.63

SON: SEIS CON 85/100 DOLARES
SUBTOTAL $ 6.12
DESCUENTO $ 0.00
I.V.A. 0%
I.V.A. 12 % 0.73
TOTALES $ 6.85

FIRMA AUTORIZADA — CLIENTE