

UNIVERSIDAD LAICA “ELOY ALFARO” DE MANABÍ
FACULTAD DE INGENIERÍA
CARRERA: INGENIERÍA EN MECÁNICA NAVAL



TEMA:

**“DISEÑO, CÁLCULO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA PRENSA HIDRÁULICA
DE 50 TONELADAS PARA REALIZAR PRUEBAS DE PANDEO EN EL
PERFIL IPN 10”**

**TRABAJO DE GRADUACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE:
INGENIERO MECÁNICO NAVAL**

AUTORES:

LEONARDO ENRIQUE CHÁVEZ GARCÍA
WALTER RICARDO GARCÍA MARCOS

DIRECTOR:

ING. PAULO E. MACÍAS

MANTA - ECUADOR

2015

APROBACIÓN DEL TUTOR

En mi calidad de director del proyecto titulado: **“DISEÑO, CÁLCULO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA PRENSA HIDRÁULICA DE 50 TONELADAS PARA REALIZAR PRUEBAS DE PANDEO EN EL PERFIL IPN 10”** de los señores: **Chávez García Leonardo** y **García Marcos Ricardo**, egresados de la carrera de Ingeniería en Mecánica Naval, considero que dicho trabajo reúne los requisitos y méritos suficientes para ser sometido a la evaluación del jurado examinador que el Honorable Consejo Directivo designe.

Ing. Paulo E. Macías Cedeño
Director del Proyecto

MANTA - ECUADOR
2015

DECLARACIÓN

La responsabilidad por los hechos, ideas y doctrinas expuestas en este proyecto, nos corresponde exclusivamente; y el patrimonio intelectual de la misma, a la UNIVERSIDAD LAICA “ELOY ALFARO” DE MANABÍ.

Chávez García Leonardo

García Marcos Ricardo

DEDICATORIA

A Dios por darme la fortaleza, el intelecto y la energía para culminar este Proyecto con éxito, a mi familia por ser el sustento y apoyo continuo en mi vida, de manera especial a mi madre la **Sra. Bélgica Azucena García Briones** por su dedicación, sacrificio y compañía en todos mis años de estudio, a los docentes por impartir sus conocimientos que son base en la culminación de este trabajo, a mis compañeros y amigos por compartir gratas experiencias y de manera general a todas las personas que de una u otra manera aportaron para la conclusión de este propósito.

Leonardo Enrique Chávez García

AGRADECIMIENTO

Agradecemos a Dios, por la sabiduría que nos otorgó para finalizar con éxito este trabajo.

Agradecemos a nuestros padres por el apoyo continuo, sin el cual hubiera sido imposible concluir la presente Tesis de Grado.

Agradecemos a nuestra querida Alma Mater “UNIVERSIDAD LAICA ELOY ALFARO DE MANABI” por habernos acogido durante nuestros años de estudio, en los cuales nos enriqueció en conocimiento, valores y principios que nos hace ser entes útiles a la sociedad, capaces de producir y desarrollar valor agregado en la Ingeniería Naval, tan necesaria en nuestro entorno.

Agradecemos a nuestro Director de Tesis el Ing. Paulo Emilio Macías Cedeño, por sus consejos, sabiduría y apoyo en su dedicada labor de guía y docente hasta la culminación de nuestro proyecto.

Agradecemos de manera especial a nuestros docentes y amigos Ing. Héctor Ortiz, Ing. Robalino, Ing. Aragundi, Ing. Acebo, Abg. Verdy Zambrano Cedeño, Sr. Carlos Anchundia, Sr. Milton.

Finalmente mi gratitud para todas aquellas personas que de una u otra manera colaboraron en la realización de este trabajo.

A TODOS GRACIAS IMPERECEDERAS.

Leonardo Enrique Chávez García

DEDICATORIA

Siempre agradeciendo a Dios, a mi familia en general, a las personas que siempre estuvieron atrás mío empujándome a seguir adelante y verme convertido en profesional después de todos estos años de estudio.

A mi madre la **Sra. Marisol Marcos** por toda su ayuda, constancia y apoyo. A la Sra. Birmania Moreira por ser estricta conmigo y enseñarme a ser responsable en mi carrera universitaria y salir adelante, y a mi esposa la Dra. Diana Loor Moreira por su ayuda y soporte durante los últimos años de mi carrera.

Ricardo García Marcos

AGRADECIMIENTO

Agradecemos en primer lugar a Dios, por su ayuda insuperable para terminar con éxito este proyecto.

Agradecemos a nuestra familia en especial nuestros padres que siempre fueron nuestro impulso constante para terminar nuestros proyectos propuestos.

Agradecemos a la “UNIVERSIDAD LAICA ELOY ALFARO DE MANABI” quien nos brindó todo su conocimiento durante esos años de estudio y nos formó profesionales y personas de un buen futuro para nuestra familia y nuestro país.

A nuestros catedráticos, ingenieros y tutores por guiarnos para realizar este proyecto de tesis, y a todas las personas que con su ayuda pudimos llevar a cabo hasta el final.

Ricardo García Marcos

ÍNDICE

ÍNDICE.....	VII
ÍNDICE DE FIGURAS	X
ÍNDICE DE TABLAS	XI
RESUMEN	XII
ABSTRACT	XIII
INTRODUCCIÓN.....	XIV
PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	XV
JUSTIFICACIÓN.....	XI
OBJETIVOS	XVII
CAPÍTULO I: GENERALIDADES	1
1.1 LA PRENSA HIDRÁULICA	1
1.1.1 Tipos de prensa	2
1.1.2 Clasificación de la prensa	2
1.1.3 Características de una prensa	3
1.1.3.1 Estructura metálica	4
1.1.3.2 Sistema Hidráulico.....	5
CAPÍTULO II: CONCEPTOS BÁSICOS	12
2.1 INTRODUCCIÓN.....	12
2.2 LEY DE PASCAL	12
2.3 CONSERVACIÓN DE LA ENERGÍA	13
2.4 PÉRDIDAS DE CARGA	14
2.4.1 Tipos de Flujo	14
2.4.2 Número de Reynolds	15
2.5 FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLEXIONANTE EN VIGAS	16

2.5.1	Fuerza cortante y momento flexionante	16
2.5.2	Definición de momento flexionante.....	19
2.5.2.1	Signo del momento flexionante	19
2.5	COLUMNAS	20
2.5.1	Estabilidad de Estructuras	21
2.5.2	Fórmula de Euler para columnas articuladas	24
CAPÍTULO III: DISEÑO Y CÁLCULO DE LA PRENSA.....		29
3.1	DISEÑO DE LA PRENSA HIDRÁULICA	29
3.1.1	Partes de la Prensa Hidráulica	30
3.2	SELECCIÓN DE LA BOMBA HIDRÁULICA.....	31
3.2.1	Pérdidas de Carga	32
3.3	PRUEBAS REALIZADAS EN LA PRENSA HIDRÁULICA.....	35
3.3.1	Cilindro Hidráulico	35
3.3.2	Bomba Hidráulica	35
3.3.3	Estructura de la Prensa Hidráulica	35
3.4	PRUEBAS DE COMPRESIÓN CON PANDEO	36
CAPÍTULO IV: COSTOS		39
4.1	INTRODUCCIÓN.....	39
4.1.1	Costos de materiales utilizados en la construcción de la estructura de la Prensa hidráulica.....	39
4.1.2	Costos de materiales utilizados en el sistema hidráulico para la prensa.....	40
4.1.3	Costo de los materiales utilizados en el Sistema eléctrico de la Prensa Hidráulica	40
4.1.4	Costo de mano de obra.....	41
4.1.5	Costos Indirectos	41
4.1.6	Costos totales.....	41
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES		42
CONCLUSIONES		42
RECOMENDACIONES		43

BIBLIOGRAFÍA	44
ANEXOS	45

ÍNDICE DE FIGURAS

Fig. 1.1. Diseño gráfico de la prensa hidráulica.....	5
Fig. 1.2. Esquema de tanque hidráulico	6
Fig. 1.3. Filtro de sistema hidráulico.....	6
Fig. 1.4. Válvula limitadora de presión.....	7
Fig. 1.5. Movimiento del cilindro. E. émbolo. V. vástago.....	8
Fig. 1.6. Bomba hidráulica de piñón	10
Fig. 1.7. Motor Eléctrico	11
Fig. 2.1. Equilibrio de las partes de una viga a la izquierda y a la derecha de una sección	17
Fig. 2.2. Momentos relativos que corresponden al signo de la fuerza cortante	17
Fig. 2.3. Fuerzas perpendiculares aplicas a una viga	18
Fig. 2.4. Fuerzas inclinadas aplicas a una viga	19
Fig. 2.5. Curvaturas correspondientes al signo del momento flexionante.....	20
Fig. 2.6. Columna.....	21
Fig. 2.7. Columna pandeada	21
Fig. 2.8. Dos columnas conectadas por un pasador	22
Fig. 2.9. Barra alineada y barra formando un ángulo	23
Fig. 2.10. Fuerzas que actúan sobre la barra	23
Fig. 2.11. Fuerzas en equilibrio	24
Fig. 2.12. Viga en posición vertical y bajo carga axial	25
Fig. 2.13. Esfuerzo vs. Esbeltez.....	28
Fig. 3.1. Prensa Hidráulica y sus partes	29

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1. Clasificación de la prensa hidráulica	3
Tabla 1.2. Características de la estructura de una prensa	4
Tabla 4.1. Materiales de la estructura de la prensa hidráulica	36
Tabla 4.2. Materiales del sistema hidráulico de la prensa	37
Tabla 4.3. Materiales del sistema eléctrico de la prensa	37
Tabla 4.4. Mano de Obra	38
Tabla 4.5. Costos Indirectos	38
Tabla 4.6. Costos Totales	38

RESUMEN

El trabajo de investigación de tesis tiene como finalidad el diseño y construcción de una prensa hidráulica para realizar pruebas de pandeo con el perfil IPN 10, que faciliten las actividades de enseñanza y servicios de los talleres de mecánica en la ciudad de Manta, las expectativas es que se puedan adaptar a las necesidades del entorno, la ciudad y la provincia y en todos aquellos territorios donde se realizan operaciones de montajes y desmontajes donde existe la necesidad de utilizar la prensa hidráulica con las características presentadas.

Cabe recalcar que las características de esta prensa han sido consideradas debido a que en los talleres de mecánica existe la necesidad de realizar mediciones y trabajos técnicos para lo cual se requiere de la prensa hidráulica propuesta partiendo desde el punto de vista que esta maquinaria permite calcular la presión que requiere para instalar piezas de forma circular y los respectivos ajustes de interferencias.

DESCRIPTORES:

PRENSA HIDRÁULICA/ CILINDRO HIDRÁULICO/ PERFIL IPN 10/ PANDEO

ABTRACT

The research thesis is the desing and construccion of a hydraulic press for testing buckling and resistance in the IPN 10 profile, to facilitate the activities that lead to this work in engineering workshops initially in the city of Manta with the expectation that can be adapted to the needs of the environment, the city, province and territories where all assembly and disassembly operations using the hydraulic press features are carried forward.

It should be noted that the features of this release have been considered because in engineering workshops need exists for measurements for which the proposal requires hydraulic press starting from the point of view that this machinery to calculate the pressure required to install parts of circular shape and the respective settings of interference.

INTRODUCCIÓN

En el presente trabajo se describe el proceso del diseño cálculo y construcción de una Prensa Hidráulica, con la cual se busca desarrollar pruebas de pandeo en el perfil IPN 10, además se detallan costos y tablas de resultados que certifican el diseño de la prensa, en base a los conceptos teóricos adquiridos durante los años de estudio superior. La existencia de las maquinarias de alta calidad y eficiencia que son factores de gran utilidad, cuya finalidad es poder ser competitivos en las industrias, los empresarios actuales deben planificar acciones proyectando instrumentos y maquinarias de trabajo para poder brindar mayor calidad en sus servicios capacitando además al personal en cada área y dando responsabilidades de manipular las maquinarias y sobretodo responsabilizarse de su funcionamiento y desempeño.

Entre estas maquinarias que se utilizan en los talleres no deben faltar las prensas hidráulicas las mismas que brindan múltiples servicios. Es necesario considerar que de manera general las prensas hidráulicas se importan, esto debido a los precios elevados que no está al alcance de todos y que a la vez les permita ser competitivos en el mercado.

El presente trabajo de tesis tiene como punto principal presentar una prensa hidráulica de 50 toneladas para realizar pruebas de pandeo y resistencia en el perfil IPN 10, demostrando que a través del conocimiento adquirido en la carrera de Mecánica Naval se puede lograr obtener una maquinaria de esta naturaleza y a la vez adquirirse con bajos costos. El trabajo presentado está diseñado para realizar actividades que los talleres requieren, cuya garantía demuestra el nivel de calidad y confiabilidad para soportar el ritmo de trabajo que se requiere en este tipo de actividades.

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

El presente trabajo plantea la necesidad de diseñar, calcular y construir una prensa hidráulica de 50 toneladas para realizar las pruebas de pandeo en el perfil IPN 10.

La construcción de la prensa hidráulica responde a la necesidad de poner en práctica los conocimientos adquiridos, como también construir una tabla de resultados, producto de las pruebas realizadas.

JUSTIFICACIÓN

La prensa hidráulica es un sistema que constituye un procedimiento comparativamente sencillo de emplear las potencias que se alcanzan y se administran de la forma más beneficiosa.

Consta además de unos componentes respectivamente simples y su operatividad es relativamente sencilla. Analizando las características más sobresalientes de una prensa tenemos la fuerza y presión como los más indispensables, teniendo presente que la fuerza es toda acción capaz de cambiar de posición un objeto; si se pone de ejemplo el peso de un objeto es la potencia que realiza sobre el suelo ese cuerpo. Con respecto a la presión es el resultado de dividir esa fuerza por la superficie que dicho objeto tiene en contacto con el suelo. A partir de este análisis se obtiene la fórmula de $\text{Presión} = \text{Fuerza} / \text{Superficie}$.

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

La presión se mide generalmente en kg / cm^2 .

La prensa hidráulica radica en manipular un líquido para distribuir una potencia de un punto a otro.

OBJETIVOS

OBJETIVO GENERAL

Diseñar, calcular y construir una prensa hidráulica de 50 toneladas para desarrollar pruebas de pandeo en el perfil IPN 10.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS.

- Construir un banco de pruebas hidráulico práctico y de fácil operación.
- Contribuir con desarrollo de la Carrera de Ingeniería en Mecánica Naval, al introducir nuevos equipos a sus laboratorios.
- Realizar pruebas en el perfil IPN 10.
- Elaborar tabla de resultados.

CAPÍTULO I

GENERALIDADES

1.1 LA PRENSA HIDRÁULICA

La prensa hidráulica es una máquina compleja que permite amplificar la intensidad de las fuerzas y constituye el fundamento de elevadores, prensas, frenos y muchos otros dispositivos hidráulicos de maquinaria industrial. La prensa hidráulica constituye la aplicación fundamental del principio de Pascal y también un dispositivo que permite entender mejor su significado. Consiste, en esencia, en dos cilindros de diferente sección comunicados entre sí, y cuyo interior está completamente lleno de un líquido que puede ser agua o aceite. Dos émbolos de secciones diferentes se ajustan, respectivamente, en cada uno de los dos cilindros, de modo que estén en contacto con el líquido. Cuando sobre el émbolo de menor sección S_1 se ejerce una fuerza F_1 la presión P_1 que se origina en el líquido en contacto con él se transmite íntegramente y de forma (casi) instantánea a todo el resto del líquido.

La prensa es una máquina herramienta que tiene como finalidad lograr la deformación permanente o incluso cortar un determinado material, mediante la aplicación de una carga.

En fin, sirve para multiplicar fuerzas. Esto permite que al aplicar fuerzas pequeñas, se obtenga fuerzas grandes. Se utiliza tanto para prensar como para levantar objetos pesados. Este sistema es utilizado en los frenos hidráulicos. Para la producción en masa, las prensas son empleadas cada día en mayor número, sustituyendo a otras máquinas. Existe además la razón adicional de que con una buena operación y calidad de las prensas, se pueden obtener productos de mucha homogeneidad, con diferencias de acabado entre unas y otras piezas.¹

¹ <https://es.scribd.com/doc/101497570/Prensa-Hidraulica>

1.1.1 Tipos de prensas.

Las prensas se conocen de dos tipos las manuales y las hidráulicas que son motorizadas, a pesar de su diferencia realizan funciones similares como por ejemplo el grabado, prensado, enderezado, doblado apertura, unión, entre otros.

La **prensa manual** no es objeto de este estudio pero sin embargo existen las generalidades que las distinguen de las hidráulicas tales como su utilización que de manera general es para talleres automotrices, su peso es de 12 a 30 toneladas, los modelos concentran una bomba de dos velocidades, su mesa es graduable de acuerdo a las necesidades para la cual fue requerida.

Prensa hidráulica modelo, su estructura metálica es de planchas de 10 mm de espesor, se utiliza para fijación de matrices y piezas en general. Su capacidad es de 50 toneladas.

Prensa hidráulica motorizada, esta prensa es universal y consta de cuatro columnas con suficiente espacio, su régimen hidráulico protege el sistema de integración de válvulas con pernos de ajuste, gestión confidencial y eventualidades de escapes, cuenta con un régimen de inspección eléctrico apartado que reconoce las tendencias de la presión fija, existe la presión de conservación y período de plazo y el tonelaje establecido.

Prensa hidráulica de estampado de acción simple, su tipo es de cuatro columna, con rigor y alta exactitud, anti deflexión de carga, acoge un método de composición de válvulas de perno de conciliación y operación confiable, cuenta con un régimen de registro PLC importado y apartado con tres procesos de manipulación que alcanza ser de ajuste, manual y semiautomática.

Prensa hidráulica de estiramiento de doble acción, es de cuatro columnas simples con espacio y exactitud adecuada, su precisión es alta anti deflexión de imposición, acoge un régimen de unificación de pernos de ajuste, su gestión confidencial y bajas posibilidades de escape potencial, el régimen de inspección PLC importado es separado y los ajustes, manual y semiautomático son los tres métodos de manipulación con que cuenta además de su pertinente capacidad.

1.1.2 Clasificación de la prensa

Las prensas existentes son muy variadas y están relacionadas a fuentes de energía las mismas que pueden operar de forma manual o a través de potencias, se diferencian

también por la forma que tiene el bastidor o el tipo de ariete y otras características que las distinguen entre sí. (LOPEZ, 1995)²

A continuación se clasifican tomando en consideración ciertos determinantes.

#	Determinantes	Clasificación	
1	Accionamiento	- Manual - Potencia - Mecánica	- Hidráulica - Neumática - Gas, Vapor
2	Elementos Activos	- Vertical simple - Vertical doble	- Configuración - Cuatro Correderas
3	Bastidor	- Banco - Inclinable - De puente	- Yunque - Columna - Costado recto
4	Aplicación, potencia al ariete	- Manivela - Excéntrica - Leva - Hidráulica	- Junta Articulada - Palanca - Neumática - Tomillo de potencia
5	Propósito de la prensa	- Doblado - Acuñado - Punzonado - Enderezado	- De transferencia - Estirado - Forzado - Empalmado

Tabla 1.1. Clasificación de la prensa hidráulica.

Fuente: López, Xose y Túnez, Miguel, prensa sistema de mantenimiento planeación y control, Barcelona 1995.

En síntesis cabe mencionar que por la gran variedad que existen se definen por dos grandes grupos que son las prensas hidráulicas y las prensas mecánicas.

1.1.3 Característica de una prensa

La prensa tiene características muy particulares debido a que requiere de estructuras metálicas fijas y cuyas columnas tienen la capacidad de sostener las bases.

De manera general cuenta de una mesa ajustable cuya altura depende del uso que se le va a dar. Su columna de soporte son verticales y en relación a su mecanismo colateral es

² López, Xose y Túnez, Miguel, prensa sistema de mantenimiento planeación y control, Barcelona 1995.

de gran elevación, siendo el fundamento de la misma la base por ser el armazón primordial de la prensa que debe sobrellevar el equilibrio y la distribución de la misma.

1.1.3.1 Estructura metálica

Las estructuras metálicas son un acumulado de fragmentos articulados entre sí que establecen un cuerpo, una representación o un todo, predestinadas a sobrellevar los instrumentos de las potencias que proceden sobre el organismo.

Las estructuras metálicas son que la mayor parte de los elementos son de metal (más del 80%), normalmente acero. Como las estructuras están formadas por un conjunto de partes, estas partes deben cumplir unas condiciones. Realidades que debe cumplir cualquier estructura.

Que sea Rígida	Que no se deforme la estructura con la potencia de uso.
Estable	Que no se desnivele.
Resistente	Al aplicar las fuerzas, todos los compendios que la constituyen sean capaces de sobrellevar la fuerza a la que se verán sometidos sin romperse.

Tabla 1.2. Características de la estructura de una prensa.

Fuente: Los Autores.

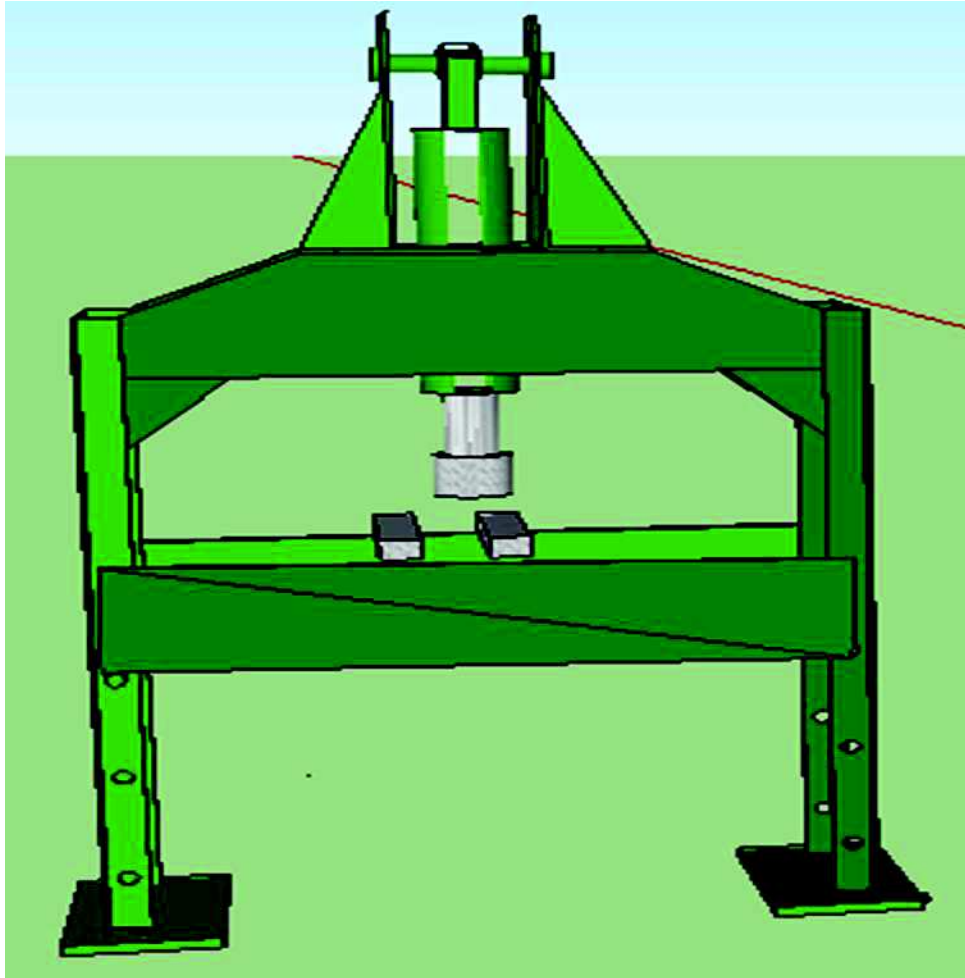


Fig. 1.1. Diseño gráfico de la prensa hidráulica

Fuente: Los Autores.

1.1.3.2 Sistema Hidráulico.

El sistema hidráulico consta de algunos elementos indispensables para el funcionamiento de la prensa hidráulica, los mismos que se detallan a continuación.

Tanque.

El depósito, o más comúnmente llamado tanque, cumple diferentes funciones. En primer lugar es el depósito de aspiración e impulsión del sistema de bombeo, además sirve de almacén y reserva de aceite, el tanque también debe eliminar calor y aire al aceite.

Los tanques deben tener resistencia y capacidad adecuada, y no dejar la suciedad externa, los tanques hidráulicos generalmente son herméticos.

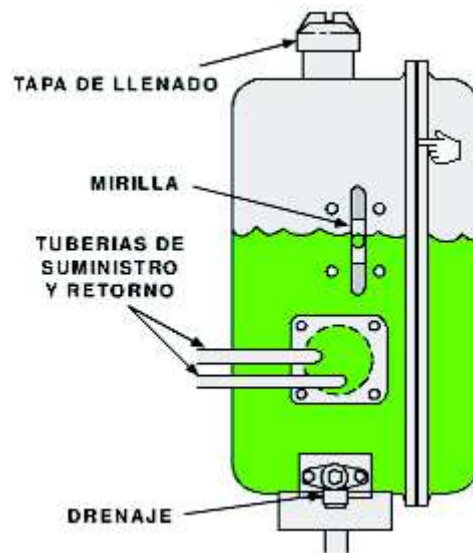


Fig. 1.2. Esquema de tanque hidráulico

Fuente: <http://circuitos-hidraulicos-y-neumaticos.blogspot.com/p/41-desarrollo-de-circuitos-tipicos.html>

Filtro.

Están ubicados en la tubería de impulsión del régimen hidráulico al frente de compendios, son sensitivos a la suciedad.

Parámetros importantes:

Presión de funcionamiento: Hasta 420 bar

Caudal: Hasta 330 l/min

Grado de filtración: 3 – 5 μm

Diferencia máxima de depresión Δp : Hasta 200 bar, según el tipo de cartucho



Fig. 1.3. Filtro de sistema hidráulico.

Fuente: <http://www.parkerstore.com.uy/filtros.html>

Válvula.

Las válvulas son usadas en nuestros sistemas hidráulicos para controlar el funcionamiento de los actuadores.

Las mismas se utilizan en un circuito hidráulico para regular la presión, el caudal, enviar señales y para decidir por donde va el aceite.

Se agrupan en tres categorías generales, las de control de presión, las de control de flujo y las de control direccional.³

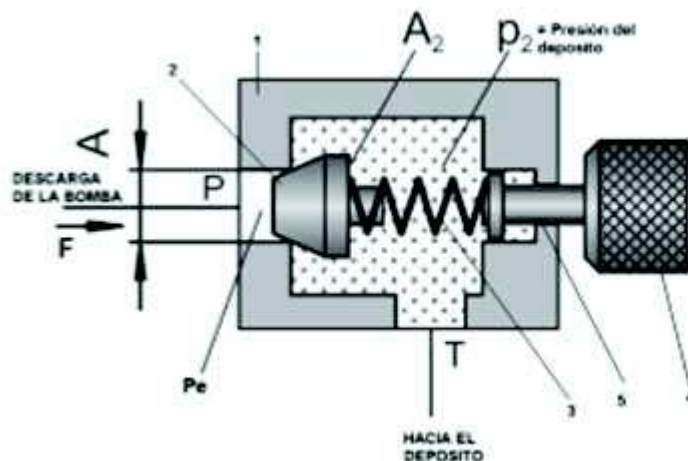


Fig. 1.4. Válvula limitadora de presión

Fuente: <http://www.monografias.com/trabajos97/anteproyecto-tesis-diseno-sistemas-scada-sistemas-oleohidraulicos/anteproyecto-tesis-diseno-sistemas-scada-sistemas-oleohidraulicos.shtml>

Cilindro Hidráulico

Los cilindros oleohidráulicos o actuadores lineales, transforman la energía hidráulica en trabajo mecánico. El valor de este es directamente proporcional a la presión del fluido, a la sección del pistón y al recorrido del cilindro (carrera), entendiéndose por actuador lineal a la salida en línea recta del vástago del cilindro para dar movimiento o fuerza. Un cilindro está compuesto fundamentalmente por un émbolo de sección circular y un vástago que se mueve dentro de la camisa tubular del cilindro. El vástago de un cilindro (fig. 1.5) está concebido para efectuar dos movimientos: avance o extender (compresión) y otro retroceder o recoger (tracción) y debe hacerse todo lo imprescindible para atacar las fuerzas laterales empleando como procedimientos: el tipo de soporte o de fijación adecuado, las rotulas, etc, siendo el esfuerzo de acuerdo con la sección del cilindro y la presión de trabajo.

³ http://www.elhinel.com.ar/index.php?option=com_content&view=article&id=1198&Itemid=508

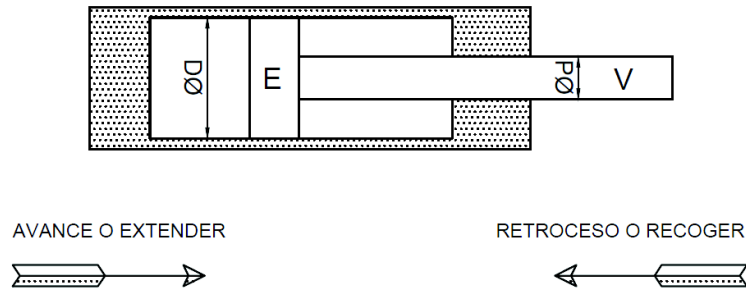


Fig. 1.5. Movimiento del cilindro. E. émbolo. V. vástago.

Fuente: Oleohidráulica, Conceptos Básicos. Carnicer Royo E. & Mainar Hasta C., Pág.76 - 2000

También están las juntas de estanqueidad, entre la que se encuentran los retenes y los limpiadores que están instalados en el cabezal del lado del vástago para mantenerlo limpio y evitar las fugas externas al exterior.

Opcionalmente deberá atenderse a la purga del aire para ventilar el cilindro, operación necesaria para eliminar las bolsas de aire existentes en él, al poner en marcha la instalación por primera vez, teniendo la precaución de que la purga se encuentre en la posición más alta.⁴

Mangueras.

Las mangueras hidráulicas están delineadas y construidas bajo reglas de seguridad y efectuando ciertos requerimientos como son:

- Seguridad
- Elasticidad
- Desempeño
- Tenacidad
- Estabilidad

Existen tres generalidades para poder clasificar las mangueras hidráulicas, las cuales son:

Mangueras hidráulicas de mediana presión.

Su edificación se basa en una trenza de acero con una cobertura delgada y elástico, lo cual prepara el ruteo de ensambles en los mecanismos.

⁴ CARNICER ROYO E. & MAINAR HASTA C. Oleohidráulica, Conceptos Básicos. 2da Edición 2000, Paraninfo, Pág. 75-77.

Mangueras hidráulicas de baja presión.

Delineadas para utilizar en desiguales diligencias con presiones de operación por debajo de los 300 PSI.

Mangueras hidráulicas de alta presión.

Son llamadas mangueras de dos alambres porque universalmente tienen una asistencia de dos trenzas de alambre de acero de alta resistencia.

Mangueras hidráulicas de extrema presión.

Las mangueras de extrema presión y muy alta presión se manipulan para mecanismos de cimentación y maquinaria de servicio pesado, donde ocurren valiosos lanzamientos o aumentos repentinos de presión.

Usos y aplicaciones de las mangueras hidráulicas

Las mangueras hidráulicas son monopolizadas en numerosas industrias y para incomparables usos en industrias;

- Automotriz
- Agrícola
- De la construcción
- Marina
- En general

Bomba Hidráulica

Una bomba hidráulica es una máquina generadora que transforma la energía (generalmente energía mecánica) con la que es accionada en energía del fluido incompresible que mueve. El fluido incompresible puede ser líquido o una mezcla de líquidos y sólidos como puede ser el hormigón antes de fraguar o la pasta de papel. 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.⁵

⁵ http://es.wikipedia.org/wiki/Bomba_hidr%C3%A1ulica

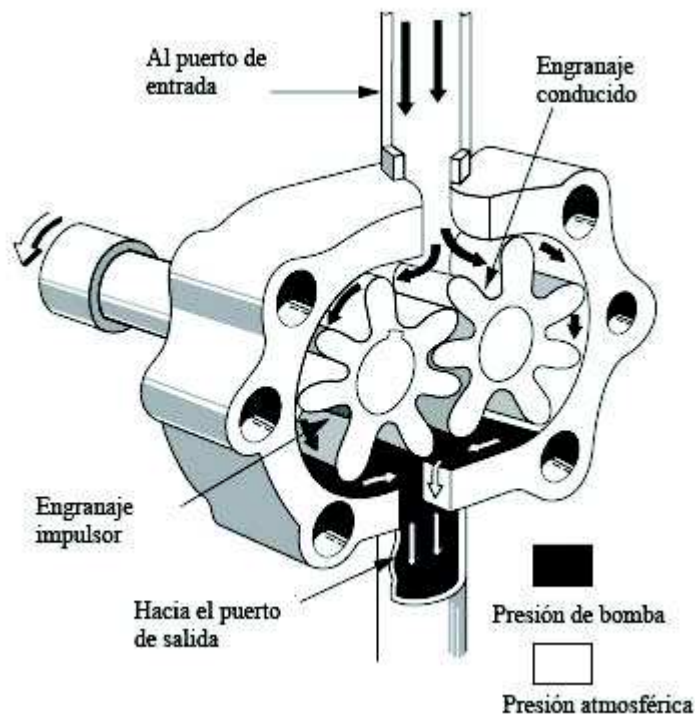


Fig. 1.6. Bomba hidráulica de piñón

Fuente:http://datateca.unad.edu.co/contenidos/211618/EXELARNING/leccin_28_bombas_de_piones_o_engranajes.html

Motor Eléctrico

El motor eléctrico es un dispositivo que transforma la energía eléctrica en energía mecánica por medio de la acción de los campos magnéticos generados en sus bobinas. Son máquinas eléctricas rotatorias compuestas por un estator y un rotor.

Algunos de los motores eléctricos son reversibles, ya que pueden transformar energía mecánica en energía eléctrica funcionando como generadores o dinamo. Los motores eléctricos de tracción usados en locomotoras o en automóviles híbridos realizan a menudo ambas tareas, si se diseñan adecuadamente.

Son utilizados en infinidad de sectores tales como instalaciones industriales, comerciales y particulares. Su uso está generalizado en ventiladores, vibradores para teléfonos móviles, bombas, medios de transporte eléctricos, electrodomésticos, esmeriles angulares y otras herramientas eléctricas, unidades de disco, etc. Los motores eléctricos pueden ser impulsados por fuentes de corriente continua (DC), y por fuentes de corriente alterna (AC).

La corriente directa o corriente continua proviene de las baterías, los paneles solares, dínamos, fuentes de alimentación instaladas en el interior de los aparatos que operan con estos motores y con rectificadores rudimentarios. La corriente alterna puede tomarse para su uso en motores eléctricos bien sea directamente de la red

eléctrica, alternadores de las plantas eléctricas de emergencia y otras fuentes de corriente alterna bifásica o trifásica como los inversores de potencia.

Los motores de uso general con dimensiones y características más estandarizadas proporcionan la potencia adecuada al uso industrial. Los motores eléctricos más grandes se usan para propulsión de trenes, compresores y aplicaciones de bombeo con potencias que alcanzan 100 megavatios. Estos motores pueden ser clasificados por el tipo de fuente de energía eléctrica, construcción interna, aplicación, tipo de salida de movimiento, etcétera.⁶

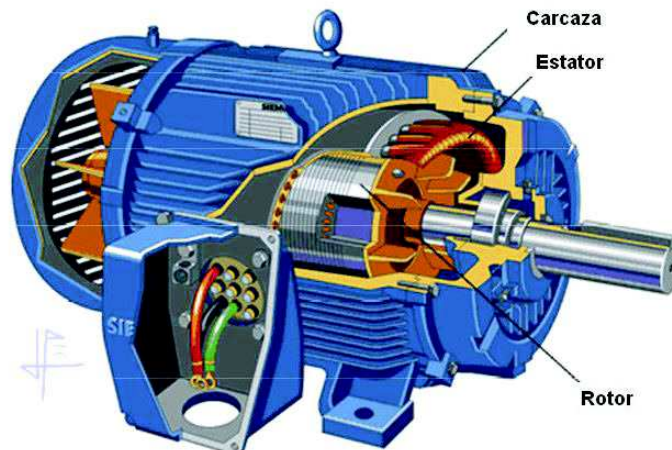


Fig. 1.7. Motor Eléctrico

Fuente: http://emet5maquinaselectricas63.blogspot.com/2010_06_01_archive.html

⁶ http://es.wikipedia.org/wiki/Motor_el%C3%A9ctrico

CAPÍTULO II

CONCEPTOS BÁSICOS

2.1 INTRODUCCIÓN

En este capítulo trataremos ciertos conceptos y teoría inherentes a la prensa hidráulica como el principio de Pascal, vigas, columnas, esfuerzos, etc.

2.2 LEY DE PASCAL

El principio precursor de la Hidráulica es la Ley de Pascal, que enunciada simplificada, dice: “La presión en cualquier punto de un fluido sin movimiento tiene un solo valor, independiente de la dirección”, o dicho de otra forma: “La presión aplicada a un líquido confinado se transmite en todas las direcciones, y ejerce fuerzas iguales sobre áreas iguales”.

Aplicando el principio de Pascal, se puede comprobar como una pequeña fuerza F_1 es ejercida sobre un émbolo pequeño, de área “ A_1 ”, que produce sobre el émbolo una presión de:

$$P = F_1/A_1 \quad 2.1$$

Esta presión se transmite a lo largo del tubo y por medio de un fluido hasta un émbolo de sección mayor, cuya área es A_2 . Puesto que el sistema se encuentra en equilibrio, las presiones en ambos émbolos son las mismas, de donde se deduce que:

$$P = F_1/A_1 = F_2/A_2 \quad 2.2$$

Donde:

$$F_2 = (A_2/A_1)F_1 \quad 2.3$$

y se llega a la conclusión de que con una fuerza f pequeña se puede obtener una fuerza F considerablemente mayor, ya que poseemos un dispositivo para multiplicar fuerza, con

la gran ventaja mecánica de que es directamente proporcional a la relación de las áreas de los pistones.⁷

2.3 CONSERVACIÓN DE LA ENERGÍA

Una de las leyes fundamentales de la naturaleza es la primera ley de la termodinámica, también conocida como principio de conservación de la energía. Esta ley expresa que la energía no se puede crear ni destruir en el transcurso de un proceso, solo puede cambiar de formas. Por lo tanto, en un proceso debe considerarse toda pequeña parte de energía.

$$E_{ent} - E_{sal} = \Delta E \quad 2.4$$

Donde:

E_{ent} : Energía de entrada

E_{sal} : Energía de salida

ΔE : Cambio de energía del sistema

Si se dejan fuera de consideración los tipos de energía que no varían en los procesos de flujo, la energía total se compone de: energía potencial, energía cinética y energía de flujo, esto se conoce como la ecuación de Bernoulli; la que puede enunciarse del modo siguiente: La suma de la energía cinética, la potencial y de flujo de una partícula de fluido es constante a lo largo de una línea de corriente en el transcurso del flujo estacionario, cuando los efectos de la compresibilidad y de la fricción son despreciables.⁸

La forma más conocida de la ecuación de Bernoulli es:

$$\frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz = \text{constante} \quad 2.5$$

⁷ ROCA RAVELL Felip. Oleohidráulica Básica, Diseño de Circuitos, Edición UPC. 1998, Pág. 15-16.

⁸ CENGEL Yunus A. & CIMBALA John M. Mecánica de Fluidos, Fundamentos y Aplicaciones. 1^{ra} Edición 2007, Mc. Graw Hill, Pág. 188 y 201.

Donde:

P/ρ : Energía de flujo

$V^2/2$: Energía cinética

gz : Energía potencial

2.4 PÉRDIDAS DE CARGA⁹

La energía hidráulica no se puede transmitir libre de pérdidas a través de tuberías. En las paredes del tubo y en el líquido mismo se produce fricción, que genera calor. La energía hidráulica se transforma en calor. La pérdida de energía hidráulica que se produce, significa una pérdida de presión para las instalaciones hidráulicas.

La pérdida de presión (diferencia de presión), ocurre en cuanto mayor sea la fricción entre las capas del líquido y la pared de la tubería, otro factor determinante es la viscosidad del fluido.

La dimensión de las pérdidas por fricción dependen especialmente de:

- La longitud de la tubería.
- La sección transversal de las tuberías.
- La rugosidad de las paredes del tubo.
- La cantidad de accesorios que contiene el tubo.
- La velocidad de flujo.
- La viscosidad del líquido.

2.4.1 Tipos de Flujo

Existen dos tipos de flujo laminar y turbulento, que también intervienen en lo que se refiere a la pérdida de carga.

El régimen de flujo laminar, se caracteriza por realizar líneas de corriente suaves y movimiento sumamente ordenado en su tránsito por una tubería; mientras que el flujo turbulento, se caracteriza por fluctuaciones de velocidad y movimiento desordenado. La transición de flujo laminar a turbulento no ocurre repentinamente; más bien, sucede cuando en cierta región en la que el flujo fluctúa entre flujos laminar y turbulento antes de volverse totalmente turbulento. La mayoría de los flujos que se encuentran en la

⁹ CENGEL Yunus A. & CIMBALA John M. Mecánica de Fluidos, Fundamentos y Aplicaciones. 1^{ra} Edición 2007, Mc. Graw Hill, Pág. 323-325.

práctica son turbulentos. El flujo laminar se encuentra cuando los fluidos muy viscosos, como los aceites, fluyen en pequeñas tuberías o pasajes estrechos.

La intensa mezcla del fluido en el flujo turbulento como resultado de las rápidas fluctuaciones mejora la transferencia de cantidad de movimiento entre las partículas del fluido, lo que aumenta la fuerza de fricción sobre la superficie y por tanto la potencia de bombeo necesaria. El factor de fricción alcanza un máximo cuando el flujo se vuelve totalmente turbulento.

2.4.1 Numero de Reynolds

La transición de flujo laminar a turbulento depende de la geometría, la rugosidad de la superficie, la velocidad del flujo, la temperatura de la superficie y el tipo de fluido, entre otros factores.

Después de experimentos exhaustivos en los años de 1880, Osborne Reynolds descubrió que el régimen de flujo depende principalmente de la razón de fuerzas inerciales a fuerzas viscosas en el fluido. Esta razón se llama número de Reynolds y se expresa para flujo interno en una tubería circular como:

$$Re = \frac{\text{Fuerzas inerciales}}{\text{Fuerzas viscosa}} = \frac{V_{prom} D}{\nu} = \frac{\rho V_{prom} D}{\mu} \quad 2.6$$

Dónde:

V_{prom} : Velocidad promedio (m/s)

D : Diámetro(m)

$\nu = \mu/\rho = \text{viscosidad cinemática del fluido (m}^2/\text{s)}$

A números grandes de Reynolds, las fuerzas inerciales, que son proporcionales a la densidad del fluido y al cuadrado de la velocidad del fluido, son grandes en relación con las fuerzas viscosas y por lo tanto las fuerzas viscosas no pueden evitar las aleatorias y rápidas fluctuaciones del fluido. Sin embargo, a números de Reynolds pequeños o moderados, las fuerzas viscosas son lo suficientemente grandes como para suprimir dichas fluctuaciones y mantener al fluido en “línea”. Por lo tanto el flujo es turbulento en el primer caso y laminar en el segundo.

Es deseable tener valores precisos de números de Reynolds para flujo laminar, transicional y turbulento, pero este no es el caso en la práctica. Es evidente que la

transición de flujo laminar a turbulento también depende del grado de perturbación del flujo por la rugosidad de la superficie, las vibraciones de la tubería y las fluctuaciones en el flujo. En la mayoría de las condiciones prácticas, el flujo en una tubería circular es laminar para $Re \leq 2300$, turbulento para $Re \geq 4000$, y transicional entre ellos. Es decir:

$Re \leq 2300$ flujo laminar.

$2300 \leq Re \leq 4000$ flujo transicional.

$Re \geq 4000$ flujo turbulento.

En el flujo transicional, el flujo cambia entre laminar y turbulento de manera aleatoria. Se debe tener en mente que el flujo laminar se puede mantener en números de Reynolds mucho más altos en tuberías muy lisas cuando se evitan las perturbaciones de flujo y las vibraciones de tubería. En estos experimentos cuidadosamente controlados, el flujo laminar se ha mantenido en números de Reynolds de hasta 100000.

2.5 FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLEXIONANTE EN VIGAS¹⁰

El problema fundamental de la resistencia de materiales es la determinación de las relaciones entre los esfuerzos y las deformaciones producidas por las fuerzas que se aplican a un elemento o a una estructura.

El estudio de la flexión es muy complejo debido a que los efectos de las fuerzas aplicadas son variables de una a otra sección de la viga. Estos efectos son de dos tipos claramente diferenciados, la fuerza cortante y el momento flexionante.

2.5.1 Fuerza cortante y momento flexionante

En la fig. 2.1a se muestra una viga simplemente apoyada, en equilibrio bajo la acción de una fuerza concentrada P y de sus reacciones R_1 y R_2 . Por el momento se desprecia el peso propio de la viga y solamente se tiene en cuenta el efecto de la carga P . Supongamos que se corta la viga por una sección $a-a$ a una distancia x de R_1 quedando la viga dividida en dos partes. En el diagrama de cuerpo libre de la porción izquierda, fig.4.3b, se observa que la fuerza exterior aplicada es R_1 . Para mantener el equilibrio, en la sección de corte $a-a$ deben aparecer unas fuerzas resistentes, necesarias para satisfacer las condiciones de la estática, fuerzas que representan la acción de la parte derecha suprimida sobre la porción

¹⁰ PYTEL & SINGER. Resistencia de Materiales. 4^{ta} Edición 2008. Alfaomega-OXFORD, Pág. 87-92.

izquierda considerada. En este caso, y como la fuerza exterior aplicada es vertical, se satisface directamente la condición $\sum X = 0$, siendo el eje X horizontal.

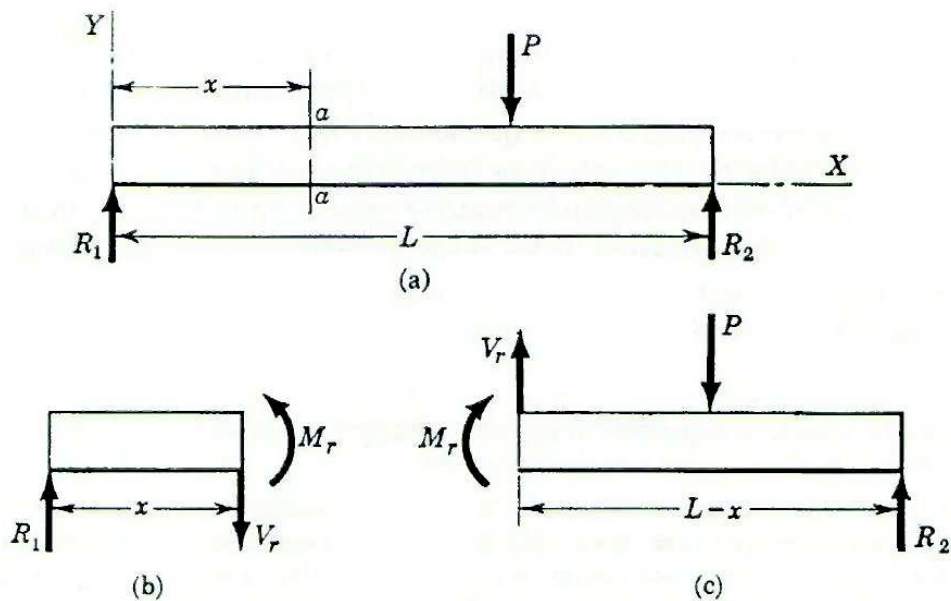


Fig. 2.1. Equilibrio de las partes de una viga a la izquierda y a la derecha de una sección $a-a$.

Fuente: Resistencia de Materiales / Pytel & Singer. Pag. 89 - 2008

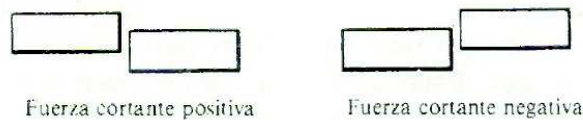


Fig. 2.2. Momentos relativos que corresponden al signo de la fuerza

cortante. **Fuente:** Resistencia de Materiales / Pytel & Singer. Pag. 89 - 2008

Para satisfacer la condición $\sum Y = 0$, las fuerzas interiores de la sección $a-a$ deben originar una fuerza resistente que se oponga a R_1 . Esta fuerza es V_r , de la fig. 2.1b, a la que se puede llamar fuerza resistente cortante. En el caso que se considera, V_r es numéricamente igual a R_1 , pero si hubiese otras fuerzas aplicadas entre R_1 y la sección, como las figs. 2.3 y 2.4, la resultante no equilibrada de todas ellas (que es igual y opuesta a la fuerza resistente cortante), so obtendría como suma de sus componentes verticales. Esta resultante no equilibrada de las fuerzas exteriores es la que se define como fuerza cortante en una sección y se expresa por V , siendo su valor la suma de sus componentes verticales de las fuerzas exteriores que actúan a uno u otro lado de la sección. Esta definición y

determinación de la fuerza cortante, o fuerza de corte vertical o simplemente, cortante conduce a la expresión analítica:

$$V = (\Sigma Y)_{izq} \quad 2.7$$

El subíndice *izq.* indica la suma de las fuerzas que actúan sobre esa sección de la viga, que es la más sencilla de sumar.

La fuerza resistente cortante V_r , producida en cualquier sección por los esfuerzos interiores, es siempre igual y opuesta a la fuerza cortante V . Al calcular V , las fuerzas que actúan hacia arriba se consideran positivas. De acuerdo con estos signos convencionales, en la fig. 2.2 se observa el efecto de una fuerza cortante positiva que tiende a hacer resbalar hacia arriba la posición izquierda de la viga respecto de la porción derecha, y viceversa cuando es negativa.

Para completar el equilibrio en el diagrama de cuerpo libre de la fig. 2.1b, la suma de momentos también debe ser nula. En este caso, R_1 y V_r , son iguales y de sentido contrario, por lo que producen un par M igual a $R_1 \cdot x$ que se llama momento flexionante, porque tiende a curvar o flexionar la barra. Los esfuerzos interiores en la sección *a-a* deben originar un par resistente igual y opuesto que, actuando como se indica en la fig. 2.1b, restablezca el equilibrio de momentos. En la mayoría de los casos, el diagrama de cuerpo libre tiene varias fuerzas exteriores aplicadas, como se observa en la fig. 2.3, por lo que es necesario una definición más completa del momento flexionante y su determinación.

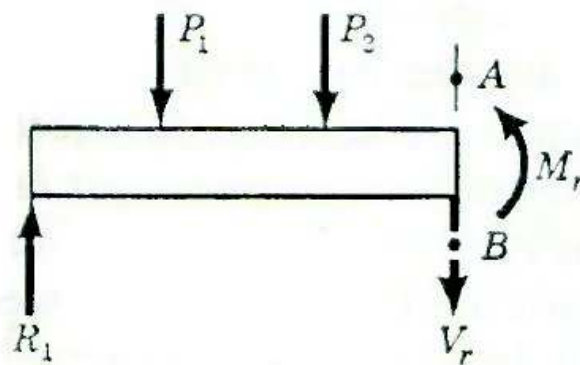


Fig. 2.3. Fuerzas perpendiculares aplicas a una viga.

Fuente: Resistencia de Materiales / Pytel & Singer. Pag. 91 - 2008

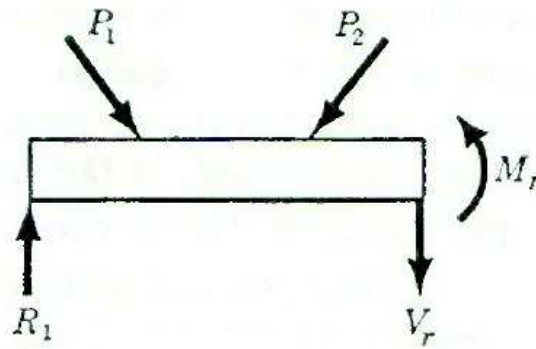


Fig. 2.4. Fuerzas inclinadas aplicas a una viga.

Fuente: Resistencia de Materiales / Pytel & Singer. Pag. 91 - 2008

2.5.2 Definición de momento flexionante

El momento flexionante es la suma de los momentos de todas las fuerzas que actúan en la porción de viga a la izquierda o a la derecha de una sección, respecto al eje perpendicular al plano de las fuerzas y que pasa por el centro de gravedad centroide de la sección considerada. Analíticamente viene dado por:

$$M = (\sum M)_{izq} = (\sum M)_{der} \quad 2.8$$

En donde el subíndice *izq* pone de manifiesto que el momento se evalúa con las fuerzas de la izquierda y el subíndice *der* que se refiere a las fuerzas de la derecha.

Se puede observar que las fuerzas exteriores son perpendiculares a la viga, como en la fig 2.3, es diferente que el eje respecto del cual se calculan los momentos sea el que pase por A o sea el que pase por B o por cualquier otro punto de la sección. Sin embargo, si las fuerzas aplicadas están inclinadas respecto a la viga, como en la fig. 2.4, el brazo de palanca de las mismas no queda determinado más que si se fija la posición del eje respecto del cual se van a tomar los momentos, en una sección determinada. Estas fuerzas inclinadas producen efectos combinados axiales y de flexión.

2.5.2.1 Signo del momento flexionante

El criterio más extendido es que el momento flexionante es positivo si la flexión que produce en la viga presenta la concavidad hacia arriba, como se observa en la fig. 2.5. Un criterio equivalente es que las fuerzas que actúan hacia arriba respecto de cualquier sección producen momentos flexionantes positivos y las fuerzas que actúan hacia abajo dan lugar a momentos flexionantes negativos. Considerando la porción izquierda de la

viga, fig. 2.1b, esta conveniencia equivale a que los momentos en sentido del reloj sean positivos, como el producido por R_1 , pero considerando la porción derecha, como en la fig. 2.1c, la convención indica que el momento de la reacción R_2 es positivo, en sentido contrario al del reloj. Este criterio tiene la ventaja de que permite calcular el momento flexionante sin posibilidad de confusión de signos, en función de las fuerzas a la izquierda, o a la derecha, de la sección, según donde sea más cómodo o fácil el cálculo, por haber menos fuerzas, o por ser estas más sencillas, por ejemplo. No se necesita pensar si el momento tiene el sentido del reloj o el contrario, y solo hay recordar que las fuerzas positivas, hacia arriba, producen momento flexionante positivo, ya sea que actúen a la izquierda o a la derecha de la sección.

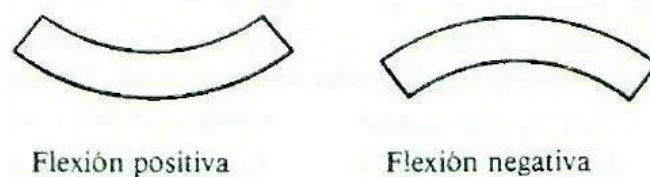


Fig. 2.5. Curvaturas correspondientes al signo del momento flexionante.

Fuente: Resistencia de Materiales / Pytel & Singer. Pag 91 - 2008

Las definiciones de fuerza cortante y momento flexionante se pueden resumir en las expresiones analíticas:

$$V = (\sum Y)_{izq} \quad (2.7)$$

$$M = (\sum M)_{izq} = (\sum M)_{der} \quad (2.8)$$

En donde los signos son positivos cuando las fuerzas tienen sentido hacia arriba y negativos en caso contrario.

2.6 COLUMNAS¹¹

A continuación se analizará la estabilidad de la estructura, esto es, su capacidad para soportar una carga dada sin experimentar un cambio súbito en su configuración. El análisis se referirá principalmente a las columnas, es decir, de los elementos prismáticos verticales que soportan cargas axiales.

¹¹ BEER, JOHNSTON, DEWOLF, MAZUREK. Mecánica de Materiales. 5^{ta} Edición 2010, Mc. Graw Hill, Pág. 607-613.

2.6.1 Estabilidad de Estructuras

Suponga que debe diseñarse una columna AB de longitud L , para soportar una carga $\mathbf{P}$ (fig. 2.6). Imagine que $\mathbf{P}$ es una carga axial céntrica y que la columna tiene sus dos extremos articulados. Si el área transversal A de la columna es tal que el valor $\sigma = P/A$ del esfuerzo en la sección transversal es menor que el valor permisible σ_{perm} para el material utilizado y si la deformación $\delta = PL/AE$ cae dentro de las especificaciones dadas, podría concluirse que la columna se ha diseñado bien. Sin embargo, puede suceder que al aplicar la carga la columna se pandee, en lugar de permanecer recta, y se curve repentinamente (fig. 2.7). Obviamente, una columna que se pandea bajo la carga especificada está mal diseñada.

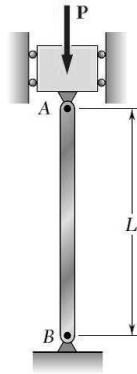


Fig. 2.6. Columna.

Fuente: *Mecánica de Materiales / Beer, Johnston, DeWolf, Mazurek. Pág. 608 - 2010*



Fig. 2.7. Columna pandeada.

Fuente: *Mecánica de Materiales / Beer, Johnston, DeWolf, Mazurek. Pág. 608 - 2010*

Antes de estudiar la estabilidad de las columnas elásticas, será necesario familiarizarse con el problema considerando un modelo simplificado que consta de dos barras rígidas

AC y BC , conectadas en C por un pasador y un resorte torsional de constante K (figura 2.8).

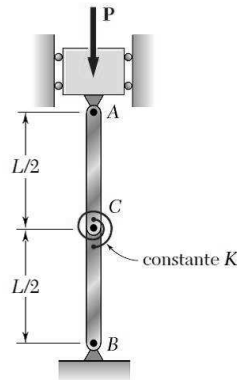


Fig. 2.8. Dos columnas conectadas por un pasador.

Fuente: *Mecánica de Materiales / Beer, Johnston, DeWolf, Mazurek. Pág. 609 - 2010*

Si las dos barras y las dos fuerzas P y P' están perfectamente alineadas, el sistema permanecerá en la posición de equilibrio que muestra la figura 2.9a siempre que no sea perturbado. Pero suponga que C se mueve ligeramente a la derecha, de modo que cada barra forma ahora un pequeño ángulo con la vertical (figura 2.9b). ¿Volverá el sistema a su posición de equilibrio original o se alejará aún más de dicha posición? En el primer caso se dice que el sistema es *estable* y en el segundo, que es *inestable*.

Para determinar si el sistema de dos barras es estable o inestable, se consideran las fuerzas que actúan sobre la barra AC (figura 2.10). Estas fuerzas constan de dos pares, el formado por P y P' de momento que tiende a alejar la barra de la vertical y el par M , ejercido por el resorte, que trata de regresar la barra a su posición inicial. Dado que el ángulo de deflexión del resorte es $2\Delta\theta$, el momento del par M es $M = K(2\Delta\theta)$. Si el momento del segundo par es mayor que el del primero, el sistema tiende a retornar a su posición original de equilibrio; el sistema es estable. Si el momento del primer par es mayor que el momento del segundo, el sistema tiende a alejarse de su posición original de equilibrio; el sistema es inestable. El valor de la carga para la cual los dos pares son iguales es la *carga crítica* P_{cr} . Se tiene:

$$P_{cr} = (L/2) \text{ sen } \Delta\theta = K(2 \Delta\theta) \quad 2.9$$

y como $\text{sen } \Delta\theta \approx \Delta\theta$,

$$P_{cr} = 4K/L \quad 2.10$$

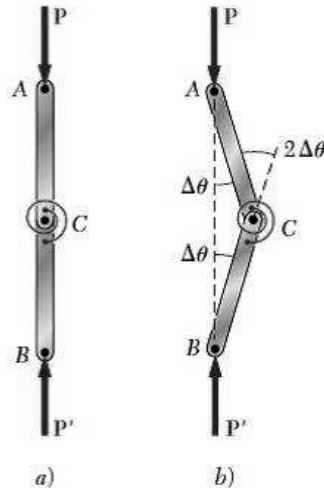


Fig. 2.9. Barra alineada y barra formando un ángulo.

Fuente: *Mecánica de Materiales / Beer, Johnston, DeWolf, Mazurek. Pág. 609 - 2010*

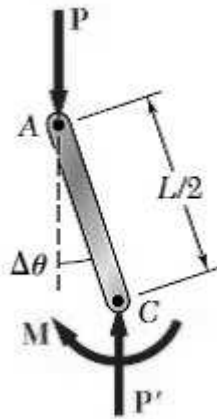


Fig. 2.10. Fuerzas que actúan sobre la barra.

Fuente: *Mecánica de Materiales / Beer, Johnston, DeWolf, Mazurek. Pág. 609 - 2010*

Claramente se ve que el sistema es estable para $P < P_{cr}$, es decir, para los valores de la carga menores que el valor crítico, y no estable para $P > P_{cr}$.

Suponga que una carga $P > P_{cr}$ se ha aplicado a las dos barras de la figura 2.8 y que el sistema ha sido perturbado. Como $P > P_{cr}$, el sistema se alejará de la vertical y, luego de algunas oscilaciones, se establecerá en una nueva posición de equilibrio (figura 2.11a). Considerando el equilibrio del cuerpo libre AC (figura 2.11b), se obtiene una ecuación similar a la ecuación (2.9), pero que incluye el ángulo finito θ .

$$P(L/2) \text{ sen } \theta = K(2 \theta) \quad 2.11$$

o

$$\frac{PL}{4K} = \frac{\theta}{\sin \theta} \quad 2.11$$

El valor de θ que corresponde a la posición de equilibrio de la figura 2.11 se obtiene resolviendo la ecuación (2.11) por prueba y error. Sin embargo, se observa que, para cualquier valor positivo de θ , se tiene que $\sin \theta < \theta$. Así, la ecuación (2.11) da un valor de θ diferente de cero sólo cuando el miembro izquierdo de la ecuación es mayor que uno. Recordando la ecuación (2.10), se observa que ése es el caso aquí, ya que se ha supuesto $P > P_{cr}$. Pero si se hubiera supuesto $P < P_{cr}$ la segunda posición de equilibrio mostrada en la figura 2.11 no existiría y la única posición de equilibrio posible sería la correspondiente a $\theta = 0$. Así se verifica que, para $P < P_{cr}$ la posición $\theta = 0$ debe ser estable. Esta observación se aplica a estructuras y sistemas mecánicos en general y se usará en la próxima sección, donde se estudiará la estabilidad de las columnas elásticas.

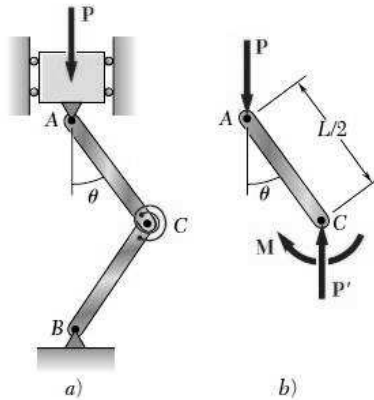


Fig. 2.11. Fuerzas en equilibrio.

Fuente: *Mecánica de Materiales / Beer, Johnston, DeWolf, Mazurek. Pág. 610 - 2010*

2.6.2 Fórmula de Euler para columnas articuladas

Con base en la columna AB de la sección anterior (figura 2.6), se busca hallar el valor crítico de la carga P , es decir, el valor P_{cr} de la carga para el cual la posición de la figura 2.6 deja de ser estable. Si $P > P_{cr}$ la menor falta de alineación o perturbación provocará que la columna se doble, es decir, que adopte una forma curva como en la figura 2.7.

El propósito será determinar las condiciones para que la configuración de la figura 2.7 sea posible. Como una columna puede considerarse como una viga en posición vertical y bajo carga axial, se denotará por x la distancia desde el extremo A de la columna hasta un punto dado Q de la curva elástica, y por y la deflexión de dicho punto (figura 2.12a). El eje x será vertical y dirigido hacia abajo, y el eje y horizontal y dirigido a la derecha.

Considerando el equilibrio del cuerpo libre de AQ (figura 2.12b), se halla que el momento en Q es $M = -Py$. Sustituyendo este valor de M en la ecuación de la curva elástica,

$$\text{Ecuación de la curva elástica} \quad \frac{d^2y}{dx^2} = \frac{M(X)}{EI}$$

M =Momento Flector; E =Modulo de elasticidad; I =Momento de inercia

Sustituyendo M :

$$\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{M}{EI} = -\frac{P}{EI}y \quad 2.12$$

P =Carga concentrada

o, trasponiendo el último término:

$$\frac{d^2y}{dx^2} + \frac{P}{EI}y = 0 \quad 2.13$$

Esta ecuación diferencial es lineal, homogénea, de segundo orden, con coeficientes constantes. Haciendo:

$$p^2 = \frac{P}{EI} \quad 2.14$$

p =Presión

la ecuación (2.13) se escribe:

$$\frac{d^2y}{dx^2} + p^2y = 0 \quad 2.15$$

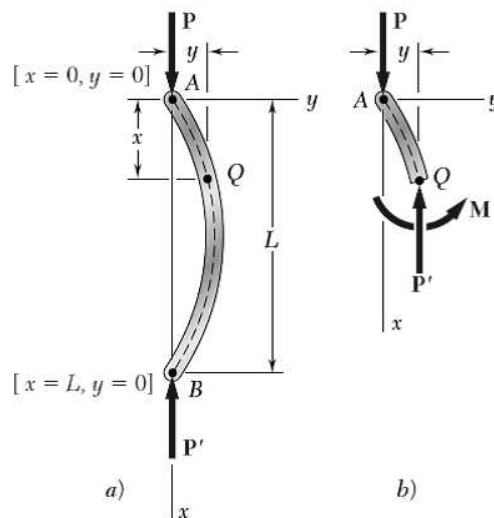


Fig. 2.12. Viga en posición vertical y bajo carga axial.

Fuente: Mecánica de Materiales / Beer, Johnston, DeWolf, Mazurek. Pág. 611 - 2010

que es la misma ecuación diferencial que la del movimiento armónico simple, excepto, por supuesto, en que la variable independiente es ahora x en lugar de t . La solución general es:

$$y = A \operatorname{sen} px + B \cos px \quad 2.16$$

como puede verificarse, con facilidad, calculando d^2y/dx^2 y sustituyendo y y d^2y/dx^2 en la ecuación (2.15).

Recordando las condiciones de frontera que deben satisfacerse en los extremos A y B de la columna (figura 2.12a), primero se hace $x = 0, y = 0$ en la ecuación (2.16) y se tiene que $B = 0$. Sustituyendo en seguida $x = L, y = 0$, se obtiene:

$$A \operatorname{sen} pL = 0 \quad 2.17$$

Esta ecuación se satisface para $A = 0$ o si $\operatorname{sen} pL = 0$. Si ocurre lo primero, la ecuación (2.16) se reduce a $y = 0$ y la columna es recta (figura 2.6). Si se satisface la segunda, $pL = n\pi$ o, sustituyendo p en (2.14) y despejando P :

$$P = \frac{n^2 \pi^2 EI}{L^2} \quad 2.18$$

El menor de los valores de P definido por la ecuación (2.18) es el que corresponde a $n = 1$. Entonces:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L^2} \quad 2.19$$

Ésta es la *fórmula de Euler*, llamada así en honor del matemático suizo Leonhard Euler (1707-1783). Sustituyendo esta expresión para P en la ecuación (2.14) y el valor obtenido para p en la ecuación (2.16), y recordando que $B = 0$, se tiene:

$$y = A \operatorname{sen} \frac{\pi x}{L} \quad 2.20$$

que es la ecuación de la curva elástica después de haberse doblado la columna (fig. 2.7). Note que el valor de la deflexión máxima, $y_m = A$, es indeterminado. Esto se debe a que

la ecuación diferencial (2.13) es una aproximación linealizada de la ecuación diferencial real para la curva elástica.

Si $P < P_{cr}$ la condición $pL = 0$ no puede satisfacerse, por lo que la solución dada por la ecuación (2.20) no existe. Debe tenerse entonces $A = 0$ y la única configuración posible para la columna es una línea recta. Así, para $P < P_{cr}$ la forma recta de la figura 2.6 es estable.

En el caso de una columna con sección circular o cuadrada, el momento de inercia I de la sección transversal es el mismo con respecto a cualquier eje centroidal y la columna se curvará en un plano u otro, excepto bajo las restricciones que se impongan en los extremos. Para otras secciones, la carga crítica debe calcularse haciendo $I = I_{\min}$ en la ecuación (2.19); si ocurre la curvatura, tendrá lugar en un plano perpendicular al correspondiente eje de inercia principal.

El valor del esfuerzo correspondiente a la carga crítica es el *esfuerzo crítico* y se le designa por σ_{cr} . Retomando la ecuación (2.19) y haciendo $I = Ar^2$, donde A es el área de la sección transversal y r el radio de giro, se tiene:

$$\sigma_{cr} = \frac{P_{cr}}{A} = \frac{\pi^2 E A r^2}{A L^2} \quad 2.21$$

o

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 E}{(L/r)^2} \quad 2.22$$

La cantidad L/r es la *relación de esbeltez* de la columna. Es claro, dado la anotación del párrafo precedente, que el mínimo valor del radio de giro r debe usarse al calcular la relación de esfuerzo y el esfuerzo crítico de la columna.

La ecuación (2.22) muestra que el esfuerzo crítico es proporcional al módulo de elasticidad del material e inversamente proporcional al cuadrado de la relación de esbeltez de la columna. La gráfica de σ_{cr} contra L/r se muestra en la figura 2.13 para el acero estructural, suponiendo $E = 200$ GPa y $\sigma_y = 250$ MPa. Debe recordarse que al elaborar la gráfica σ_{cr} no se ha usado el factor de seguridad. También se observa que, si el valor obtenido para σ_{cr} de la ecuación (2.22) o de la curva de la figura 2.13 es mayor que el

límite de fluencia σ_y , este valor no es de interés, pues la columna fluiría a compresión y dejará de ser elástica antes de curvarse.

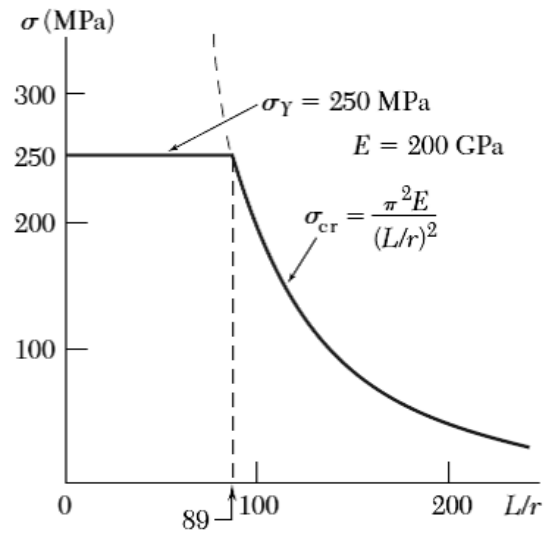


Fig. 2.13. Esfuerzo vs. Esbeltez.

Fuente: Mecánica de Materiales / Beer, Johnston, DeWolf, Mazurek. Pág. 613 - 2010

CAPÍTULO III

DISEÑO Y CÁLCULO DE LA PRENSA

3.1 DISEÑO DE LA PRENSA HIDRÁULICA

A continuación detallamos la prensa que se ha propuesto y sus respectivas partes:

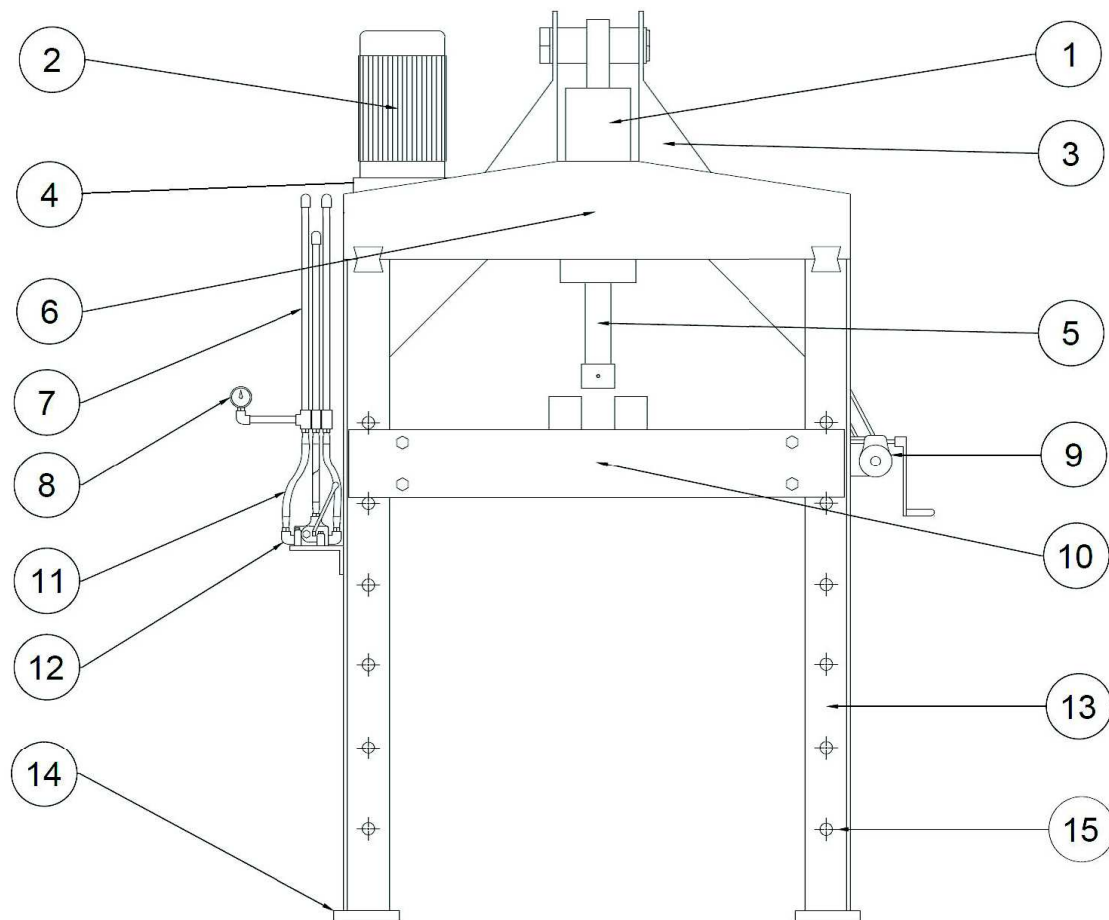


Fig. 3.1. Prensa Hidráulica y sus partes

Fuente: Los autores

3.1.1 Partes de la Prensa Hidráulica

1. Cilindro
2. Motor eléctrico
3. Estructura porta cilindro
4. Bomba hidráulica
5. Vástago del cilindro
6. Viga
7. Tubería Hidráulica
8. Manómetro
9. Mecanismo para mover la mesa de trabajo
10. Mesa de trabajo
11. Mangueras Hidráulicas
12. Distribuidor (Válvula Direccional)
13. Columna de la prensa Hidráulica
14. Bastidor
15. Punto de apoyo para fijar la mesa móvil

3.2 SELECCIÓN DE LA BOMBA HIDRÁULICA

A continuación se detalla el cálculo de la bomba hidráulica:

Lo primero que se realiza es el cálculo de la velocidad media de salida del vástago del cilindro; para esto se divide la carrera del pistón para un tiempo de 20 segundos, que es un tiempo de supuesto de operación de la prensa.

$$V_m = \frac{L}{t} \quad 3.1$$

$$V_m = \frac{L}{t} = \frac{0.4572 \text{ m}}{20 \text{ s}} = 0.02286 \text{ m/s}$$

Ahora se calcula el caudal:

$$Q = V_m A \quad 3.2$$

El área que se considera es la sección transversal del pistón donde se ejerce la fuerza de compactación sobre el objeto a doblar; el diámetro del pistón es 100 mm.

$$A = \frac{\pi D^2}{4} \quad 3.3$$

$$A = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi (0.1 \text{ m})^2}{4} = 7.854 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$Q = V_m A = (0.02286 \text{ m/s})(7.854 \times 10^{-3} \text{ m}^2) = 1.8 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q = 1.8 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} = 10.8 \text{ L/min} = 2.85 \text{ G/min}$$

En el mercado se encuentra una bomba de paletas de 3 GPM.

Presión máxima a la que trabaja la bomba:

$$P = \frac{F}{A} \quad (2.1)$$

La fuerza propuesta es de 50 Toneladas (490500 N), como área se usa la sección transversal del pistón donde se ejerce la fuerza de compactación sobre el objeto a doblar; el diámetro del pistón es 100 mm.

$$A = \frac{\pi D^2}{4} \quad (3.3)$$

$$A = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi (0.1 \text{ m})^2}{4} = 7.854 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$P = \frac{F}{A} = \frac{490500 \text{ N}}{7.854 \times 10^{-3} \text{ m}^2} = 62.5 \text{ MPa}$$

$$P = 62.5 \text{ MPa} = 9000 \text{ Psi}$$

La presión máxima que va a soportar el sistema es de 9000 Psi, pero se recomienda no sobrepasarse de los 3000 psi (20.7 Mpa).

3.2.1 Pérdidas de Carga

Conociendo el caudal se calcula la velocidad por el interior de las tuberías:

Se usa como tuberías mangueras hidráulicas de 1/2" CED 80 cuyo diámetro interno es 13.88 mm:

$$V = \frac{Q}{A_{tub}} \quad 3.4$$

Diámetro interno de las mangueras:

$$A = \frac{\pi D^2}{4} \quad (3.3)$$

$$A = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi (0.01388)^2}{4} = 1.5 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$V = \frac{Q}{A_{\text{tub}}} = \frac{1.8 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}}{1.5 \times 10^{-4} \text{ m}^2} = 1.2 \text{ m/s}$$

Con esta velocidad se calcula el número de Reynolds y el factor de fricción f , para ver las propiedades del aceite hidráulico revisar el anexo 5:

$$\rho = 890.5 \text{ Kg/m}^3$$

$$\nu = 6.8 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$Re = \frac{V_{\text{prom}} D}{\nu} \quad (2.6)$$

$$Re = \frac{V_{\text{prom}} D}{\nu} = \frac{(1.2 \text{ m/s})(0.01388 \text{ m})}{6.8 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}} = 244.9$$

$$f = \frac{64}{Re} \quad 3.5$$

$$f = \frac{64}{Re} = \frac{64}{244.9} = 0.26$$

Con estos datos se calcula las pérdidas de carga del sistema, utilizando la ecuación de pérdida de carga que incluye el factor de fricción de Darcy-Weisbach, extraída del libro Mecánica de Fluidos de Cengel¹²:

$$h_L = f \frac{L V^2}{D 2g} \quad 3.6$$

$$h_L = f \frac{L V^2}{D 2g} = 0.26 \frac{(2 \text{ m})(1.2)^2}{(0.01388 \text{ m})2(9.8 \text{ m/s}^2)} = 2.8 \text{ m}$$

Esta es la pérdida de presión que causa el sistema de mangueras expresada en metros, para transformarla a presión manométrica aplicamos la siguiente ecuación:

$$P = \rho g h_L \quad 3.7$$

¹² CENGEL Yunus A. & CIMBALA John M. Mecánica de Fluidos, Fundamentos y Aplicaciones. 1^{ra} Edición 2007, Mc. Graw Hill, Pág. 320.

$$P = \rho g h_L = (890.5 \text{ Kg/m}^3)(9.8 \text{ m/s}^2)(2.8 \text{ m}) \left(\frac{1 \text{ N}}{1 \text{ kg} \cdot \text{m/s}^2} \right) \left(\frac{1 \text{ Pa}}{1 \text{ N/m}^2} \right)$$

$$P = \rho g h_L = 24435.32 \text{ Pa}$$

Sumando la presión de trabajo de la bomba con las pérdidas generadas en el sistema y se tiene $20700000 \text{ Pa} + 24435.32 \text{ Pa} = 20724435.32 \text{ Pa}$. Una vez hecho esto ya se puede calcular la potencia consumida por la bomba.

La potencia consumida se puede obtener de la siguiente manera.

$$P = \frac{P Q}{\eta} \quad 3.8$$

Donde η es el rendimiento del acople motor-bomba, que según Cengel & Cimbala¹³ varía entre el 50 y el 85%. Adicional $1 \text{ HP} = 745.7 \text{ W}$

$$P = \frac{P Q}{\eta} = \frac{(20724435.32 \text{ Pa})(1.8 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s})}{(745.7)(0.75)} = 6.7 \text{ HP}$$

En el mercado se buscó un motor eléctrico trifásico de 10 HP.

¹³ CENGEL Yunus A. & CIMBALA John M. Mecánica de Fluidos, Fundamentos y Aplicaciones. 1^{ra} Edición 2007, Mc. Graw Hill, Pág. 357.

3.3 PRUEBAS REALIZADAS EN LA PRENSA HIDRÁULICA

Una vez hecho el diseño y el posterior cálculo de la prensa hidráulica, para su inmediata construcción; es necesario ponerla a prueba y comprobar el cilindro hidráulico, la bomba hidráulica y la resistencia de la estructura ante el esfuerzo aplicado.

3.3.1 Cilindro Hidráulico

Para probar el cilindro hidráulico se hizo el ensayo de pandeo al perfil IPN 10, dando resultados satisfactorios; la prueba se realizó con una presión de 2500 psi. Se comprobó que el cilindro hidráulico está en condiciones operativas.

3.3.2 Bomba Hidráulica

Para probar la bomba hidráulica se accionó la palanca de mando de la válvula distribuidora al punto máximo a fin de lograr la mayor presión posible, la lectura de presión del manómetro fue de 3000 psi.

3.3.3 Estructura de la Prensa Hidráulica

Para comprobar el estado de la estructura de la prensa hidráulica, después de realizadas las pruebas anteriores se procedió a realizar una inspección visual a todas las uniones soldadas que existen entre la viga y las columnas de la prensa. La inspección visual que se realizó abarcó parámetros como son la apariencia de mordeduras, porosidades y la homogeneidad del cordón de la soldadura. Terminado esto se comprobó que la prensa estaba en estado operativo y lista para prácticas posteriores.

3.4 PRUEBAS DE COMPRESIÓN CON PANDEO

En las barras sometidas a fuerzas de compresión, cuando la esbeltez o relación entre la longitud de la barra y su dimensión transversal mínima pasa de determinados límites, se produce una flexión lateral o pandeo de la barra, que puede producir su destrucción.

La fuerza de pandeo F que produce la destrucción de la barra, ha sido debidamente estudiada por Leonhard Euler (Fórmula 2.19).

La longitud de pandeo de una barra comprimida, depende de su longitud real y de la disposición de sus extremos:

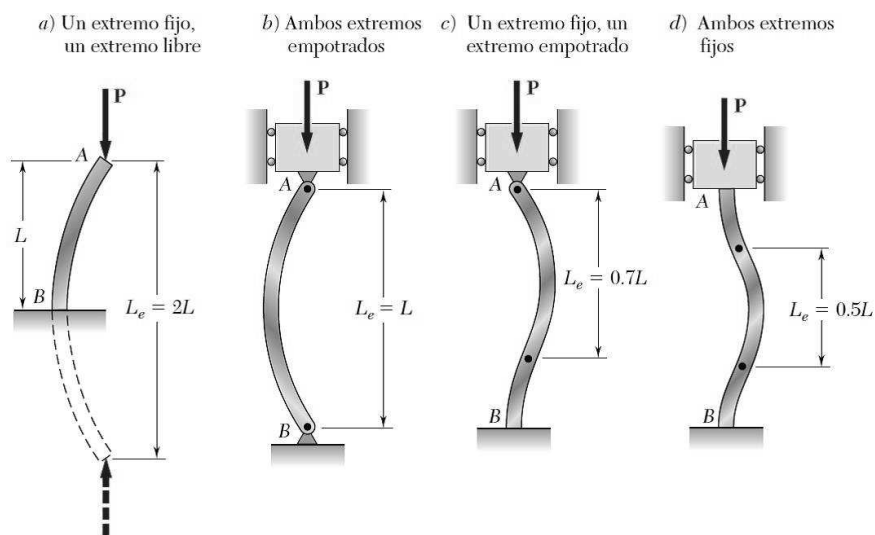


Fig. 3.1. Disposición de los extremos de las barras.

Fuente: *Mecánica de Materiales / Beer, Johnston, DeWolf, Mazurek. Pág. 617 - 2010*

En las barras sometidas a compresión centrada, con pandeo se verificará que:

$$\sigma = \frac{F * \omega}{A} \quad 3.9$$

Siendo ω , el coeficiente de pandeo, dependiente de la esbeltez mecánica λ y del tipo de acero de la barra, A la sección bruta de la barra.

La esbeltez mecánica, $\lambda = L_p/i$, siendo i el radio de giro de la barra (se tomara para el cálculo la esbeltez más desfavorable).

Ahora se calcula la tensión a la que está sometida una barra IPN 10, acero tipo A 42, con ambos extremos fijos, que soporta la presión de diseño de 50 toneladas. Se utiliza un coeficiente de ponderación de 1.33 (acción constante de la carga), (ver anexo 1). Primero se calcula una barra de 50 cm, 100 cm hasta 500 cm.

Buscamos los valores de la sección bruta A y el radio de giro de barra i en la tabla PERFILES IPN (ver anexo 2).

$$A = 10 \text{ cm}^2$$

$$i = i_y = 1.07 \text{ cm}$$

También se busca la longitud de pandeo L_p , como son ambos extremos fijos multiplicamos la longitud de la barra por 0.5.

$$L_p = 25 \text{ cm}$$

Con los datos obtenidos se calcula la esbeltez mecánica:

$$\lambda = \frac{L_p}{i} = \frac{25 \text{ cm}}{1.07 \text{ cm}} = 23$$

Con una esbeltez mecánica de 23 se busca el coeficiente de pandeo ω . (ver anexo 3)

$$\lambda = 23 \rightarrow \omega = 1.02$$

Luego de esto se aplica la fórmula 3.9:

$$\sigma = \frac{F * \omega}{A} = \frac{(50 \text{ t})(1.02)}{10.6 \text{ cm}^2} = 4.8 \text{ t/cm}^2$$

Ahora se calcula el coeficiente de seguridad; para tal efecto dividimos el límite de elástico del acero A 42 (2600 Kg/cm^2)¹⁴ para 4.8 t/cm^2 .

$$\gamma = \frac{2.6 \text{ t/cm}^2}{4.8 \text{ t/cm}^2} = 0.54$$

Ahora se divide el límite elástico para el coeficiente de ponderación:

¹⁴ LARBURU N. Máquinas Prontuario. 13va Edición 2009, Paraninfo, Pág. 187.

$$\sigma = \frac{2.6 \text{ t/cm}^2}{1.33} = 1.95 \text{ t/cm}^2$$

Con esta tensión se calcula la fuerza a la que está sometida la barra, de la fórmula 3.9 despejamos F, quedando:

$$F_{\text{máx}} = \frac{\sigma * A}{\omega} \quad 3.10$$

$$F_{\text{máx}} = \frac{\sigma * A}{\omega} = \frac{(1.95 \text{ t/cm}^2)(10.6 \text{ cm}^2)}{1.02} = 20.3 \text{ t}$$

Se realiza el mismo proceso para 100 cm hasta 500 cm.

Longitud de la barra (cm)	Coefficiente de ponderación ω	Coefficiente de seguridad γ	$F_{\text{máx}}$ (t)
50	1.02	0.54	20.3
100	1.11	0.49	18.6
200	1.81	0.30	11.4
300	3.49	0.16	5.9
400	5.91	0.09	3.5
500	9.11	0.06	2.3

Tabla 3.1. Resumen de las pruebas realizadas a diferentes longitudes de barras del perfil IPN 10.

Fuente: Los Autores.

En la tabla 3.1 se muestran los resultados de las pruebas realizadas a diferentes barras del perfil IPN 10, se puede observar que a medida que aumenta la longitud de la barra la fuerza que se debe aplicar para que esta se pandee disminuye. Asimismo también se observa que el coeficiente de ponderación aumenta con una mayor longitud de la barra, en contraposición con el coeficiente de seguridad que disminuye.

CAPÍTULO IV

COSTOS

4.1 INTRODUCCIÓN

En este capítulo se detalla el precio de todos los elementos que se adquirieron para el diseño y la construcción de la prensa hidráulica. Los diferentes materiales fueron adquiridos en diferentes ferreterías, los precios se obtuvieron de las facturas emitidas por las respectivas ferreterías.

4.1.1 Costos de materiales utilizados en la construcción de la estructura de la Prensa hidráulica.

MATERIAL	ESPECIFICACIONES	CANTIDAD	PRECIO UNIT.	PRECIO FINAL
PLANCHA NAVAL	1.50 x 1.50 M e 12mm	1	900	900
PLANCHA NAVAL	0.50 X 1.40M e 28mm	1	350	350
SOLDADURA	6011	5 kg.	4,4	22
SOLDADURA	7018	10 kg.	5,5	55
ACERO	SAE 705 40mmφ	1 M	60	60
ACERO	SAE 705 60mmφ	0.30 M	40	40
PERNOS	7/8 x 2" SAE 8°	4	1.5	6
REDUCTORA	I 30	1	70	70
CADENA	40B	1,5M	12	18
PERNOS	516 x1 SAE 8°	8	0,20	1,60
PINTURA	Fondo Cromado	2L.	8	16
PINTURA	Sintético	2 L.	6	12
DILUYENTE		6 L.	1,8	10,8
LIJA	Agua, seco, hierro	8	0,5	4
GUAÍPE	Funda	1	5	5
RODAMIENTOS	25 x 62	4	7	28
PIÑÓN DE CADENA	40B20	2	15	30
CABLE ACERO	516	10 M	1,5	15
PLATINA	3/8 x 3"	1	40	40
TOTAL				1683,4

Tabla 4.1. Materiales de la estructura de la prensa hidráulica.

Fuente: Los Autores

4.1.2 Costos de materiales utilizados en el sistema hidráulico para la prensa.

MATERIALES	ESPECIFICACIONES	CANTIDAD	PRECIO UNIT.	PRECIO FINAL
BOMBA HIDRÁULICA	3gpm	1	350	350
CILINDRO HIDRÁULICO	7 ½" x 25"	1	900	900
DEPOSITO HIDRÁULICO	40 x40 x20cm	1	250	250
MANGUERA	½"	3M	20	60
ADAPTADORES HIDRÁULICOS	½"	8	8	64
FILTRO	Succión	1	30	30
VÁLVULA	Accionamiento	1	400	400
TUBO ISO	½" NPT	1	30	30
CODO	½"	4	3	12
UNIÓN	½"	4	3	12
PERNO	3/8 x 2 ½"	3	0,50	1,50
PERNOS	3/8 x 1 ¼"	16	0,30	4,80
ACOPLE	25 - 28	1	60	60
TOTAL				2174,30

Tabla 4.2. Materiales del sistema hidráulico de la prensa.

Fuente: Los Autores

4.1.3 Costo de los materiales utilizados en el Sistema eléctrico de la Prensa Hidráulica.

MATERIALES	ESPECIFICACIONES	CANTIDAD	PRECIO UNIT.	PRECIO FINAL
MOTOR ELECTICO	3ph 10HP	1	600	600
CABLE	#8 3ph	3M	3,5	10,5
CAJA DE CONTROL ELÉCTRICO	Schnider electric	1	200	200
CINTAS AISLANTE		1	1	1
ENCHUFE	3 ph macho	1	50	50
TOTAL				861,50

Tabla 4.3. Materiales del sistema eléctrico de la prensa.

Fuente: Los Autores

4.1.4 Costo de mano de obra

DESCRIPCIÓN	COSTO TOTAL
MANO DE OBRA	1200
MOVILIZACIÓN DE MAQUINARIA	300
TOTAL	1500

Tabla 4.4. Mano de Obra.

Fuente: Los Autores

4.1.5 Costos Indirectos

DESCRIPCIÓN	COSTO
LOGÍSTICA	60
DISEÑO	100
OTROS GASTOS	400
TOTAL	560

Tabla 4.5. Costos Indirectos.

Fuente: Los Autores

4.1.6 Costos totales

DESCRIPCIÓN	COSTOS TOTALES
Costos de materiales utilizados en la construcción de la estructura de la Prensa hidráulica.	1683,4
Costos de materiales utilizados en el sistema hidráulico para la prensa.	2174,30
Costo del Sistema eléctrico	861,50
Costo de mano de obra	1500
Costos Indirectos	560
TOTAL	6779,20

Tabla 4.6. Costos Totales.

Fuente: Los Autores

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

- Se construyó una prensa hidráulica de 50 Toneladas de capacidad para realizar pruebas de pandeo y resistencia en el perfil IPN 10.
- La realización de este trabajo es en beneficio de la Carrera de Ing. Mecánica Naval y de todos sus estudiantes, ya que amplían sus conocimientos en el área de la hidráulica. Se logró un equipo útil, práctico y funcional para el uso de la Facultad de Ingeniería.
- La maquinaria fue diseñada y calculada de tal manera que su operación es sencilla, de fácil activación, En la construcción se usó materiales resistentes a las condiciones de trabajo y resistentes a las presiones aplicadas.
- Para la realización de este trabajo se puso en práctica todos los conocimientos adquiridos durante los años de estudio de la Carrera de Ingeniería en Mecánica Naval.

RECOMENDACIONES

- Antes de encender el equipo revisar el nivel de aceite del depósito hidráulico, también se debe despejar el área de todo elemento extraño, como trapos o huaipes.
- Al realizar cualquier tipo de mantenimiento a la maquinaria se debe despresurizar completamente el sistema para evitar cualquier derrame de aceite.
- Evitar salpicaduras de agua o aceite al sistema eléctrico, para impedir cualquier tipo de cortocircuito.
- Capacitar a la persona de laboratorio que se va encargar de la operación del equipo, misma persona que se encargara de la limpieza y verificación de las conexiones hidráulicas de la prensa.

BIBLIOGRAFIA

LIBROS

Beer, Johnston, DeWolf, Mazurek. (2010). *Mecánica de Materiales*. (5ta Ed.) , México: McGraw-Hill.

Carnicer Royo, E. & Mainar Hasta, C. (2000). *Oleohidráulica: Conceptos Básicos*. (2da Ed). Madrid, España: PARANINFO.

Cengel, Y. A. & Cimbala, J. M. (2007). *Mecánica de Fluidos: Fundamentos y Aplicaciones*. (1ra Ed.). México: McGraw-Hill.

Larburu, N. (2009). *Maquinas Prontuario*. (13va Ed). Madrid, España: Paraninfo.

López, Xose & Túnez, Miguel. (1995). *Prensa, sistema de mantenimiento planeación y control*. (N/A). Barcelona.

Pytel & Singer. (2008). *Resistencia de Materiales*. (4ta Ed.). México D.F.: Alfaomega-OXFORD.

Roca Ravell, Felip. (1998). *Oleohidráulica Básica, Diseño de Circuitos*. (1ra Ed). Barcelona: Edición UPC.

PÁGINAS WEB

<https://es.scribd.com/doc/101497570/Prensa-Hidraulica>

http://www.elhinel.com.ar/index.php?option=com_content&view=article&id=1198&Itemid=508

http://es.wikipedia.org/wiki/Bomba_hidr%C3%A1ulica

http://es.wikipedia.org/wiki/Motor_el%C3%A9ctrico

ANEXOS

ANEXO 1 (COEFICIENTES DE PONDERACIÓN)

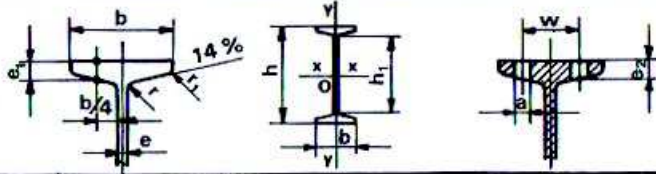
Generalidades		COEFICIENTES DE PONDERACIÓN		TABLA 2 . 6	
CASO DE CARGA		CLASE DE ACCION	Coeficiente de ponderación si el efecto de la acción es...		
			Desfavorable		Favorable
CASO I Acciones constantes y combinación de dos acciones variables independientes	Ia	Acciones constantes	1,33	1,33	1,00
		Sobrecarga	1,33	1,50	0,00
		Viento	1,50	1,33	0,00
	Ib	Acciones constantes	1,33		1,00
		Sobrecarga	1,50		0,00
		Nieve	1,50		0,00
	Ic	Acciones constantes	1,33		1,00
		Viento	1,50		0,00
		Nieve	1,50		0,00
CASO II Acciones constantes y combinación de tres acciones variables independientes		Acciones constantes	1,33		1,00
		Sobrecarga	1,33		0,00
		Viento	1,33		0,00
		Nieve	1,33		0,00
CASO III Acciones constantes y combinación de cuatro acciones variables independientes, incluso las acciones sísmicas		Acciones constantes	1,00		1,00
		Sobrecarga	r (1)		0,00
		Viento	0,25 (2)		0,00
		Nieve	0,50 (3)		0,00
		Acciones sísmicas	1,00		0,00

(1) r es el coeficiente reductor para las cargas de la Norma Sismorresistente, que indica:
Caso 1º. Azoteas, viviendas y hoteles (salvo locales de reunión): $r = 0,50$
Caso 2º. Oficinas, comercios, calzadas y garajes: $r = 0,60$
Caso 3º. Hospitales, cárceles, edificios docentes, iglesias, edificios de reunión y espectáculos y salas de reuniones de hoteles: $r = 0,80$

(2) Sólo se considerará en construcciones en situación topográfica expuesta o muy expuesta (Norma MV 101).

(3) En caso de lugares en los que la nieve permanece acumulada habitualmente más de treinta días, en el caso contrario el coeficiente es 0,0

ANEXO 2 (DATOS PARA DISTINTOS TIPOS DE PERFILES IPN)

Productos de acero laminados			PERFILES I PN															TABLA 3, . 6							
																									
Perfil I PN	A cm ²	P kg/m	DIMENSIONES								AGUJEROS				TERMINOS DE SECCION										Suministro
			h mm	b mm	e=r mm	a ₁ mm	r ₁ mm	h ₁ mm	u mm	w mm	a mm	e ₂ mm	S _x cm ³	I _T cm ⁴	I _A cm ⁶	I _x cm ⁴	W _x cm ³	i _x cm	I _y cm ⁴	W _y cm ³	i _y cm				
8	7,58	5,95	80	42	3,9	5,9	2,3	59	304	22	—	5,83	11,4	0,93	87,5	77,8	19,5	3,20	6,29	3,00	0,91	C			
10	10,6	8,32	100	50	4,5	6,8	2,7	75	370	28	—	6,59	19,9	1,72	268	171	34,2	4,01	12,2	4,88	1,07	P			
12	14,2	11,2	120	58	5,1	7,7	3,1	92	439	32	—	7,49	31,8	2,92	685	328	54,7	4,81	21,5	7,41	1,23	P			
14	18,3	14,4	140	66	5,7	8,6	3,4	109	502	34	11	8,53	47,7	4,66	1540	573	81,9	5,61	35,2	10,7	1,40	P			
16	22,8	17,9	160	74	6,3	9,5	3,8	125	575	40	11	9,29	68,0	7,08	3138	935	117	6,40	54,7	14,8	1,55	P			
18	27,9	21,9	180	82	6,9	10,4	4,1	142	640	44	13	10,19	93,4	10,3	5924	1450	161	7,20	81,3	19,8	1,71	P			
20	33,5	26,3	200	90	7,5	11,3	4,5	159	709	48	13	11,09	125	14,6	10520	2140	214	8,00	117	26,0	1,87	P			
22	39,6	31,1	220	98	8,1	12,2	4,9	175	775	52	13	11,99	162	20,1	17760	3060	278	8,80	162	33,1	2,02	P			
24	46,1	36,2	240	106	8,7	13,1	5,2	192	844	56	17	12,89	206	27,0	28730	4250	354	9,59	221	41,7	2,20	P			
26	53,4	41,9	260	113	9,4	14,1	5,6	208	906	60	17	13,86	257	36,1	44070	5740	442	10,4	288	51,0	2,32	P			
28	61,1	48,0	280	119	10,1	15,2	6,1	225	966	62	17	15,03	316	47,8	64580	7590	542	11,1	364	61,2	2,45	P			
30	69,1	54,2	300	125	10,8	16,2	6,5	241	1030	64	21	16,10	381	61,2	91850	9800	653	11,9	451	72,2	2,56	P			
32	77,8	61,1	320	131	11,5	17,3	6,9	257	1090	70	21	16,99	457	78,2	128800	12510	782	12,7	555	84,7	2,67	P			
34	86,8	68,1	340	137	12,2	18,3	7,3	274	1150	74	21	17,92	540	97,5	176300	15700	923	13,5	674	98,4	2,80	P			
36	97,1	76,2	360	143	13,0	19,5	7,8	290	1210	76	23	19,19	638	123	240100	19610	1090	14,2	818	114	2,90	P			
38	107	84,0	380	149	13,7	20,5	8,2	306	1270	82	23	19,98	741	150	318700	24010	1260	15,0	975	131	3,02	P			
40	118	92,6	400	155	14,4	21,6	8,6	323	1330	86	23	21,01	857	183	419600	29210	1460	15,7	1160	149	3,13	P			
45	147	115	450	170	16,2	24,3	9,7	363	1478	94	25	23,67	1200	288	791100	45850	2040	17,7	1730	203	3,43	P			
50	180	141	500	185	18,0	27,0	10,8	404	1626	100	28	26,48	1620	449	1403000	68740	2750	19,6	2480	268	3,72	P			
55	213	167	550	200	19,0	30,0	11,9	445	1787	110	28	29,30	2120	618	2389000	99180	3610	21,6	3490	349	4,02	P			
60	254	199	600	215	21,6	32,4	13,0	485	1924	120	28	31,53	2730	875	3821000	139000	4630	23,4	4670	434	4,30	P			

ANEXO 3 (COEFICIENTE DE PANDEO PARA EL ACERO)

Tracción
y compresión

COEFICIENTE DE PANDEO DEL ACERO

TABLA 17 - 6

λ	Coeficiente de pandeo ω para acero tipo A 42										λ
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
20	1,02	1,02	1,02	1,02	1,02	1,03	1,03	1,03	1,03	1,04	20
30	1,04	1,04	1,04	1,05	1,05	1,05	1,06	1,06	1,07	1,07	30
40	1,07	1,08	1,08	1,09	1,09	1,10	1,10	1,11	1,12	1,12	40
50	1,13	1,14	1,14	1,15	1,16	1,17	1,18	1,19	1,20	1,21	50
60	1,22	1,23	1,24	1,25	1,26	1,27	1,29	1,30	1,31	1,33	60
70	1,34	1,36	1,37	1,39	1,40	1,42	1,44	1,46	1,47	1,49	70
80	1,51	1,53	1,55	1,57	1,60	1,62	1,64	1,66	1,69	1,71	80
90	1,74	1,76	1,79	1,81	1,84	1,86	1,89	1,92	1,95	1,98	90
100	2,01	2,03	2,06	2,09	2,13	2,16	2,19	2,22	2,25	2,29	100
110	2,32	2,35	2,39	2,42	2,46	2,49	2,53	2,56	2,60	2,64	110
120	2,67	2,71	2,75	2,79	2,82	2,86	2,90	2,94	2,98	3,02	120
130	3,06	3,11	3,15	3,19	3,23	3,27	3,32	3,36	3,40	3,45	130
140	3,49	3,54	3,58	3,63	3,67	3,72	3,77	3,81	3,86	3,91	140
150	3,96	4,00	4,05	4,10	4,15	4,20	4,25	4,30	4,35	4,40	150
160	4,45	4,51	4,56	4,61	4,66	4,72	4,77	4,82	4,88	4,93	160
170	4,99	5,04	5,10	5,15	5,21	5,26	5,32	5,38	5,44	5,49	170
180	5,55	5,61	5,67	5,73	5,79	5,85	5,91	5,97	6,03	6,09	180
190	6,15	6,21	6,27	6,34	6,40	6,46	6,53	6,59	6,65	6,72	190
200	6,78	6,85	6,91	6,98	7,05	7,11	7,18	7,25	7,31	7,38	200
210	7,45	7,52	7,59	7,66	7,72	7,79	7,86	7,93	8,01	8,08	210
220	8,15	8,22	8,29	8,36	8,44	8,51	8,58	8,66	8,73	8,80	220
230	8,88	8,95	9,03	9,11	9,18	9,26	9,33	9,41	9,49	9,57	230
240	9,64	9,72	9,80	9,88	9,96	10,04	10,12	10,20	10,28	10,36	240
250	10,44										250

λ	Coeficiente de pandeo ω para acero tipo A 52										λ
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
20	1,02	1,02	1,03	1,03	1,03	1,04	1,04	1,04	1,05	1,05	20
30	1,05	1,06	1,06	1,07	1,07	1,08	1,08	1,09	1,10	1,10	30
40	1,11	1,12	1,13	1,13	1,13	1,15	1,16	1,17	1,18	1,19	40
50	1,20	1,22	1,23	1,24	1,25	1,27	1,28	1,30	1,31	1,33	50
60	1,35	1,37	1,39	1,41	1,43	1,45	1,47	1,49	1,51	1,54	60
70	1,56	1,59	1,61	1,64	1,66	1,69	1,72	1,75	1,78	1,81	70
80	1,84	1,87	1,90	1,94	1,97	2,01	2,04	2,08	2,11	2,15	80
90	2,18	2,22	2,26	2,30	2,34	2,38	2,42	2,46	2,50	2,54	90
100	2,59	2,63	2,67	2,72	2,76	2,81	2,85	2,90	2,95	2,99	100
110	3,04	3,09	3,14	3,19	3,24	3,29	3,34	3,39	3,44	3,49	110
120	3,55	3,60	3,65	3,71	3,76	3,82	3,87	3,93	3,98	4,04	120
130	4,10	4,16	4,22	4,27	4,33	4,39	4,45	4,52	4,58	4,64	130
140	4,70	4,76	4,83	4,89	4,95	5,02	5,08	5,15	5,22	5,28	140
150	5,35	5,42	5,48	5,55	5,62	5,69	5,76	5,83	5,90	5,97	150
160	6,04	6,12	6,19	6,26	6,34	6,41	6,48	6,56	6,63	6,71	160
170	6,79	6,86	6,94	7,02	7,09	7,17	7,25	7,33	7,41	7,49	170
180	7,57	7,65	7,73	7,82	7,90	7,98	8,07	8,15	8,24	8,32	180
190	8,40	8,49	8,58	8,66	8,75	8,84	8,93	9,02	9,10	9,19	190
200	9,28	9,37	9,47	9,56	9,65	9,74	9,83	9,92	10,02	10,11	200
210	10,21	10,30	10,40	10,49	10,59	10,69	10,78	10,88	10,98	11,08	210
220	11,18	11,27	11,38	11,48	11,57	11,68	11,78	11,88	11,98	12,09	220
230	12,19	12,29	12,40	12,50	12,61	12,72	12,82	12,93	13,03	13,14	230
240	13,25	13,36	13,47	13,58	13,69	13,80	13,91	14,02	14,13	14,25	240
250	14,36										250

ANEXO 4 (SIMBOLOGÍA HIDRÁULICA)

1. TRANSMISIÓN DE LA ENERGÍA

<i>Funcionamiento del aparato o explicación del símbolo</i>	<i>Símbolo</i>	<i>Funcionamiento del aparato o explicación del símbolo</i>	<i>Símbolo</i>
1.1 Bombas y compresores Aparatos que transforman la energía mecánica en energía hidráulica o neumática.		1.2 Motores Aparatos que transforman la energía hidráulica o neumática en energía mecánica rotativa.	
1.1.1 Bomba de caudal constante/compresor 1/2) bomba hidráulica y 3) compresor: 1) y 3) no reversible, 2) reversible.		1.2.1 Motor de caudal constante 1/2) Motor hidráulico y 3/4) motor neumático 1) y 3) no reversible y 2) y 4) reversible.	
1.1.2 Bombas de caudal variable El símbolo es una combinación de 1.1.1. y de 0.2.3. (flecha inclinada; 1) no reversible; 2) reversible.		1.2.2 Motor de caudal variable El símbolo es una combinación de 1.2.1 y de 0.2.3.: 1) no reversible 2) reversible.	
1.1.3 Bomba de vacío		1.2.3 Motor oscilante Motor 1) hidráulico, 2) neumático en los que el ángulo de rotación está limitado.	

SIMBOLOGÍA HIDRÁULICA (CONTINUACIÓN)

1. TRANSMISIÓN DE LA ENERGÍA. (Continuación)

Funcionamiento del aparato o explicación del símbolo	Símbolo	Funcionamiento del aparato o explicación del símbolo	Símbolo
1.3 Bombas-motores Aparatos de dos funciones: como bomba, o como motor rotativo.		1.5.2 Cilindro de doble efecto La presión del fluido se ejerce alternativamente en los dos sentidos (carrera de ida y de vuelta), 1a) y 2a) de vástago simple, 1b) y 2b) de vástago doble. detallado simplificado 1a) 2a) 1b) 2b)	
1.3.1 Bomba-motor de caudal constante Aparato que funciona como bomba o como motor 1) sentido de giro dependiente de la función 2) función reversible con un solo sentido de giro, 3) de función y giro reversible.		1.5.3 Cilindro diferencial La relación entre la sección del cilindro y la sección anular del émbolo lado vástago, es esencial para el funcionamiento del cilindro. detallado simplificado 1) 2)	
1.3.2 Bomba-motores de caudal variable El símbolo es una combinación de 1.3.1. y de 0.2.3.		1.5.4 Cilindro con amortiguador	
1.4 Variadores Convertidor de par; bomba y/o motor son de caudal variable. Transmisiones ver 7.2.		1.5.4.1 Con amortiguador fijo Actuando 1) en un solo lado 2) en los dos lados. detallado simplificado 1) 2)	
1.5 Cilindros Aparatos que transforman la energía hidráulica o neumática en energía mecánica de movimiento rectilíneo.		1.5.4.2 Con amortiguador variable Como 1.5.4.1. detallado simplificado 1) 2)	
1.5.1 Cilindro de simple efecto La presión del fluido se ejerce en un solo y único sentido (carrera de avance); carrera de retorno 1a) y 2a) por fuerza no definida, 1b) y 2b) por muelle de retorno. detallado simplificado 1a) 2a) 1b) 2b)		1.6 Multiplicadores de presión Aparatos que transforman una presión x en una presión superior y, 1a) y 2a) con fluido de la misma naturaleza (aire), 1b) y 2b) dos fluidos de naturaleza distinta (aire y aceite). detallado simplificado 1a) 2a) 1b) 2b)	
		1.7 Convertidores de presión aire-aceite Aparato que transforma una presión neumática en otra igual hidráulica.	

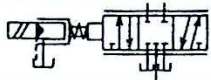
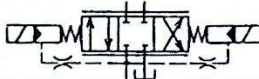
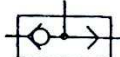
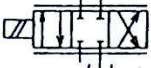
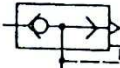
SIMBOLOGÍA HIDRÁULICA (CONTINUACIÓN)

2. DISTRIBUCIÓN Y REGULACIÓN DE LA ENERGÍA (válvulas de)

Funcionamiento del aparato o explicación del símbolo	Símbolo	Funcionamiento del aparato o explicación del símbolo	Símbolo
2.0 Generalidades <i>(principio de representación de los aparatos excepto 2.2 y 2.5)</i> Compuestos por uno o varios cuadrados 0.1.4 y flechas 0.2.2 y 0.2.3. Se distinguen los aparatos hidráulicos de los neumáticos por indicación de las conducciones 0.2.1. o por retorno o escape 3.2.5. 2) y 3) o 3.3.		2.1.1 Distribuidores sin estrangulamiento Varias posiciones de servicio caracterizadas cada una por un cuadro; 1) símbolo básico de dos posiciones, 2) de tres posiciones de trabajo, 3) representación de una posición intermedia de paso entre dos posiciones de trabajo por un cuadrado en trazos.	
2.0.1 Símbolo simplificado de aparatos en caso de repetición múltiple El número se refiere a un índice colocado sobre el dibujo que da una definición detallada del aparato.		2.1.1.1 Distribuidor 2/2 La primera cifra en la denominación indica el número de tomas, la segunda el número de posiciones. Las tomas de pilotaje no se representan. Mando, por ejemplo, 1) manual, 2) por presión contra muelle de retorno (válvula de descarga).	
2.1 Distribuidores Apertura (también válida para aparatos con estrangulamiento 2.1.2) y cierre del flujo en una o varias vías. Representación por diversos cuadrados. Las conducciones se representan en general conectadas al cuadrado que indica la posición normal o de punto muerto. Se obtienen las demás posiciones por desplazamiento de los cuadrados hasta que las conducciones llegan al cuadrado correspondiente. Para los mandos ver la sección 4. Vías interiores: 1) 1 vía, 2) 2 tomas cerradas, 3) 2 vías, 4) 2 vías, 1 toma cerrada, 5) 2 vías interconectadas, 6) 1 vía, 2 tomas cerradas (posición by-pass).		2.1.1.2 Distribuidor 3/2 Mando 1) por presión de fluido (en los dos lados), 2) electromagnético contra muelle de retorno, con posición de paso intermedia.	
		2.1.1.3 Distribuidor 4/2 Representado junto con distribuidor piloto de mando electromagnético con retorno por muelle. Representación 1) detallada, 2) simplificada.	
		2.1.1.4 Distribuidor 5/2 Mando por presión de fluido en ambos lados.	

SIMBOLOGÍA HIDRÁULICA (CONTINUACIÓN)

2. DISTRIBUCIÓN Y REGULACIÓN DE LA ENERGÍA (válvulas de). (Continuación).

Funcionamiento del aparato o explicación del símbolo	Símbolo	Funcionamiento del aparato o explicación del símbolo	Símbolo
2.1.2 Distribuidores con estrangulamiento Dos posiciones extremas y con cambio de posición amortiguada. 1) Ejemplo de posiciones extremas, 2) ejemplo de posiciones extremas y central punto muerto. Todos los símbolos tienen líneas paralelas a lo largo de los cuadrados. Para los distribuidores con retroacción mecánica usar el símbolo 4.3.	1)  2) 	2.1.2.5.1 Con servomando mecánico 	
		2.1.2.5.2 Con servomando hidráulico 	
		2.2 Válvulas antirretorno Válvulas que permiten el paso del fluido en un solo sentido.	
		2.2.1 Válvula antirretorno (no calibrada, calibrada) 1) no calibrada, 2) calibrada. Abre si la presión de entrada es superior: 1) a la de salida, 2) a la de salida más la presión del muelle.	1)  2) 
2.1.2.1 Distribuidores de una toma de estrangulamiento (2 vías) Válvulas con palpador accionada por pulsador retorno por muelle.		2.2.2 Válvula antirretorno pilotada Como 2.2.1 1), pero el cierre 1) o apertura 2) pueden ser bloqueados por el mando piloto.	1)  2) 
2.1.2.2 Distribuidores de dos tomas de estrangulamiento (3 vías) Mando por presión (retorno por muelle).		2.2.3 Selector de circuito La toma con presión se une automáticamente con la salida, al mismo tiempo que se cierra la otra toma.	
2.1.2.3 Distribuidores de cuatro tomas de estrangulamiento (4 vías) Válvula de palpador accionada por pulsador retorno por muelle.		2.2.4 Estrangulador unidireccional Válvula que permite el paso libre en un sentido y su estrangulamiento en el otro.	
2.1.2.4 Electroválvula de acción directa Accionamiento directo por electroimán. Sin pilotaje.		2.2.5 Válvula de escape rápido Cuando cesa la presión en la toma de entrada la salida se comunica con el escape.	
2.1.2.5 Válvula electropilotada Válvula accionada hidráulicamente por electroválvula de acción directa.			

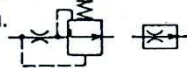
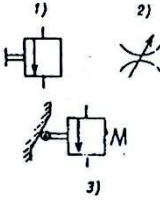
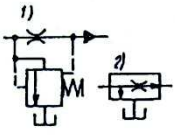
SIMBOLOGÍA HIDRÁULICA (CONTINUACIÓN)

2. DISTRIBUCIÓN Y REGULACIÓN DE LA ENERGÍA (válvulas de). (Continuación).

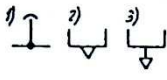
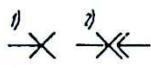
Funcionamiento del aparato o explicación del símbolo	Símbolo	Funcionamiento del aparato o explicación del símbolo	Símbolo
2.3 Válvulas de regulación de presión Regulación de presión. Posiciones como 2.1.2, pero representadas solamente por un cuadro (posición punto muerto). 1) Válvulas de una toma de estrangulamiento normalmente cerrada, 2) normalmente abierta, 3) válvulas con dos tomas de estrangulamiento. Flechas con o sin trazo transversal (empleo voluntario en cada caso). Vías interiores de accionamiento ver 4.2.4.3.		2.3.4 Válvula de secuencia A una presión en la toma de entrada más elevada que el esfuerzo antagónico del resorte, la válvula se abre permitiendo el paso del flujo hacia otros elementos.	
2.3.1 Limitador de presión (válvula de seguridad) Limitación de la presión en la toma de entrada por apertura de la toma de descarga (por ejemplo, conectada al depósito de reserva venciendo un esfuerzo opuesto).		2.3.5 Reductor de presión La presión de la toma de salida se mantiene sensiblemente constante aunque haya variaciones en la presión de la toma de entrada. Ésta ha de ser siempre superior a la regulada para la salida. 1) Sin orificio, 2) con orificio de descarga.	
2.3.2 Limitador de presión pilotado La presión en la toma de entrada es limitada como en 2.3.1 por el esfuerzo opuesto o por un circuito piloto accionado a presión muy inferior.		2.3.6 Reductor de presión pilotado Como 2.3.5. [1) y 2)] pero el valor de la presión de la toma de salida es proporcional a la presión piloto.	
2.3.3 Limitador proporcional de presión La presión de la toma de entrada se limita a un valor proporcional a la presión de pilotaje.		2.3.7 Reductor diferencial de presión La presión de la toma de salida es reducida en un valor constante respecto a la presión de entrada, que es superior.	
		2.3.8 Reductor proporcional de presión La presión de la toma de salida es reducida en una relación constante con respecto a la presión de la toma de entrada.	

SIMBOLOGÍA HIDRÁULICA (CONTINUACIÓN)

2. DISTRIBUCIÓN Y REGULACIÓN DE LA ENERGÍA (válvulas de). (Continuación).

Funcionamiento del aparato o explicación del símbolo	Símbolo	Funcionamiento del aparato o explicación del símbolo	Símbolo
2.4 Válvulas de regulación de caudal Regulación de caudal; posiciones y principio de representación como 2.3, exceptuando 2.4.4.		2.4.2 Regulador de caudal El caudal se mantiene sensiblemente independiente de las variaciones de presión. Símbolo 1) detallada, 2) simplificado. En aparatos de caudal variable se completa el signo de estrangulamiento fijo con la flecha 0.2.3.	
2.4.1 Válvula de estrangulamiento 1) Mando manual en representación detallada, 2) simplificada, sin indicación de forma de mando y de posición, 3) mando mecánico contra muelle de retorno (válvula de freno).		2.4.3 Regulador de caudal con retorno al depósito Como 2.4.2 pero con evacuación del exceso de caudal.	
		2.4.4 Divisor de caudal El caudal de alimentación está dividido en dos caudales fijos, sustancialmente independientes de las variaciones de presión.	
		2.5 Válvula de aislamiento Símbolo simplificado.	

3. TRANSMISIÓN DE LA ENERGÍA

Funcionamiento del aparato o explicación del símbolo	Símbolo	Funcionamiento del aparato o explicación del símbolo	Símbolo
3.1 Generadores de energía		3.2.2 Conducción flexible Tubería flexible que generalmente une elementos móviles.	
3.1.1 Generadores de presión Símbolo general simplificado.		3.2.3 Unión de conducciones	
3.1.2 Motor eléctrico (Véase norma CEI 117-2 símbolo 113)		3.2.4 Cruce de conducciones Sin conexión.	
3.1.3 Motor térmico		3.2.5 Purga de aire y evacuación de aire 1) Purga de aire; orificio de evacuación, 2) piso no conectable, 3) conectable por roscado.	
3.2 Conducciones y conexiones		3.2.6 Conexión Sobre aparatos o conducciones para toma de potencia o para mediciones; 1) tapado, 2) con línea de conexión.	
3.2.1 Conducción 1) Conducción de trabajo, de retorno, de alimentación. 2) Conducción piloto (para simplificar, representación como 1)) 3) Conducción de drenaje.			

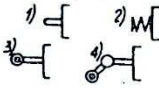
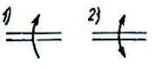
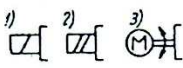
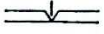
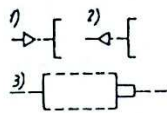
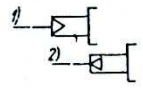
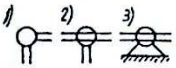
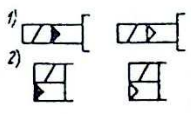
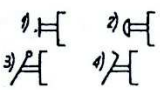
SIMBOLOGÍA HIDRÁULICA (CONTINUACIÓN)

3. TRANSMISIÓN DE LA ENERGÍA. (Continuación).

Funcionamiento del aparato o explicación del símbolo	Símbolo	Funcionamiento del aparato o explicación del símbolo	Símbolo
3.2.7 Acoplamiento rápido 1) acoplado; a) sin, b) con Válvula antirretorno operada mecánicamente, 2) desacoplado; conducción a) abierta, b) cerrada por válvula antirretorno (véase 2.2.1).		3.5.4 Deshumidificador Secado de aire por procedimientos químicos.	
3.2.8 Conexión rotativa Unión para conductos que representan un movimiento de rotación en servicio, 1) de una vía, 2) de tres vías.		3.5.5 Lubricador Para la lubricación de aparatos, pequeñas cantidades de aceite son añadidas al aire que pasa por el lubricador.	
3.2.9 Silenciador		3.5.6 Grupo de acondicionamiento Aparato compuesto de un filtro, un reductor de presión y un lubricador. Símbolos: 1) detallado, 2) simplificado.	
3.3 Depósitos 1/2) A presión atmosférica. Conducciones 1) por encima, 2) por debajo del nivel de líquido, 3) a presión, 4) depósito con carga.		3.6 Intercambiadores de calor Aparatos para enfriar o calentar el fluido en circulación.	
3.4 Acumuladores 1) Hidráulico. El fluido es mantenido a presión por un muelle, un peso o la compresión de un gas (aire, nitrógeno, etc.); 2) neumático.		3.6.1 Limitador de temperatura La temperatura del fluido se mantiene entre dos valores preestablecidos. Las flechas simbolizan la aportación y la evacuación del calor.	
3.5 Filtros, lubricadores y elementos accesorios		3.6.2 Refrigeradores 1) sin, 2) con representación de los conductos del fluido refrigerante. Las flechas del cuadro simbolizan la evacuación de calor.	
3.5.1 Filtro purificador		3.6.3 Calentadores Las flechas simbolizan la aportación de calor.	
3.5.2 Purgador 1) Mando manual, 2) automático.			
3.5.3 Filtro con purgador El aparato es una combinación de 3.5.1 y 3.5.2.			

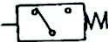
SIMBOLOGÍA HIDRÁULICA (CONTINUACIÓN)

4. SISTEMAS DE MANDO

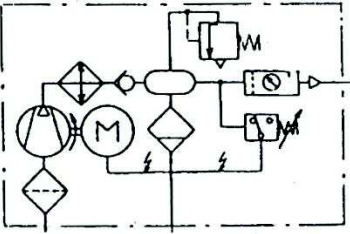
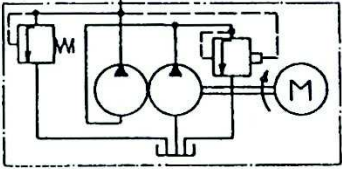
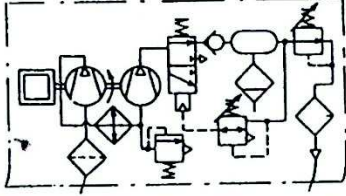
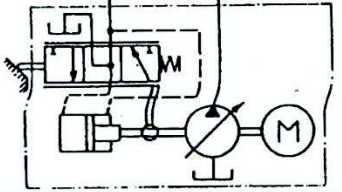
Funcionamiento del aparato o explicación del símbolo	Símbolo	Funcionamiento del aparato o explicación del símbolo	Símbolo
4.1 Elementos mecánicos		4.2.2 Mando mecánico 1) Por pulsador, 2) muelle, 3) rodillo, 4) rodillo abatible.	
4.1.1 Eje rotativo La flecha simboliza la rotación 1) en un sentido, 2) en los dos sentidos.		4.2.3 Mando eléctrico 1/2) por electroimán, 1) con un arrollamiento, 2) con dos arrollamientos, 3) por motor eléctrico.	
4.1.2 Dispositivo de mantenimiento en posición Para mantener el aparato en una posición determinada.		4.2.4 Mando por presión Puede efectuarse por presión o por depresión.	
4.1.3 Dispositivo de enclavamiento Se inserta en el cuadrado el símbolo + de mando del enclavamiento.		4.2.4.1 Mando directo Acción 1) por presión, 2) por depresión, 3) por presión diferencial.	
4.1.4 Dispositivo de paro brusco Impide la inmovilización de un aparato en punto muerto.		4.2.4.2 Mando indirecto Símbolo simplificado para distribuidor piloto accionado 1) por presión, 2) por depresión.	
4.1.5 Mecanismos articulados Articulación 1) simple, 2) con palanca, 3) con punto fijo.		4.2.4.3 Vías interiores de accionamiento Las vías de mando están situadas en el interior del aparato.	
4.2 Órganos de mando Los símbolos representan los órganos de mando de un aparato y deben añadirse al símbolo del aparato considerado.		4.2.5 Mando combinado 1) por electroimán y distribuidor piloto, 2) por electroimán o distribuidor piloto.	
4.2.1 Mando manual 1) General, 2) por pulsador, 3) palanca, 4) pedal.		4.3 Servomecanismo Este símbolo se añade al símbolo del aparato indicando la parte móvil y su conexión con la parte móvil del servomotor accionado. Ver ejemplos de utilización 6.1.2 y 7.1.1.	

SIMBOLOGÍA HIDRÁULICA (CONTINUACIÓN)

5. OTROS APARATOS

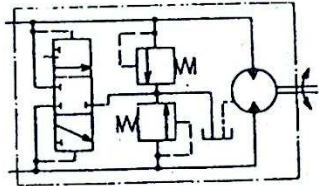
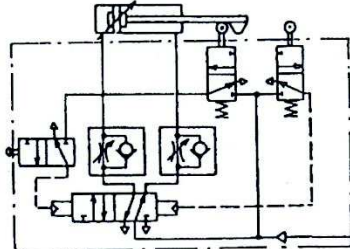
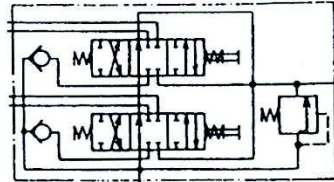
<i>Funcionamiento del aparato o explicación del símbolo</i>	<i>Símbolo</i>	<i>Funcionamiento del aparato o explicación del símbolo</i>	<i>Símbolo</i>
5.1 Aparatos de medida		5.1.3 Medida del caudal	
5.1.1 Medida de presión		5.1.3.1 Medidor del flujo	
5.1.1.1 Manómetro Posición de la conexión indiferente.		5.1.3.2 Contador totalizador	
5.1.2 Medida de temperatura		5.2 Otros aparatos	
5.1.2.1 Termómetro Ver 5.1.1.1.		5.2.1. Presostato	

6. APARATOS AGRUPADOS

<i>Denominación e interpretación de los ejemplos</i>	<i>Símbolo</i>	<i>Denominación e interpretación de los ejemplos</i>	<i>Símbolo</i>
6.1 Grupos generadores de presión.		6.1.3 Compresor de aire de una etapa accionado por motor eléctrico, que es conectado y desconectado automáticamente en función de la presión en el depósito por medio del presostato.	
6.1.1 Bomba doble accionada por motor eléctrico, con limitador de presión en toma de salida y limitador proporcional de presión pilotado por la presión de salida, que mantiene la presión del primer cuerpo generalmente a la mitad de la presión del segundo cuerpo.		6.1.4 Generador de presión de aire a dos etapas, accionado por motor de combustión interna. Mando de marcha en vacío o en carga por conmutación de un distribuidor 3/2 dependiente de la presión del acumulador.	
6.1.2 Bomba de caudal variable, accionada por motor eléctrico y combinada con aparatos de mando, comprendiendo: un servomotor a base de cilindro diferencial con válvula accionada por palpador y de dos tomas de estrangulamiento.		6.2 Grupos motores.	

SIMBOLOGÍA HIDRÁULICA (CONTINUACIÓN)

6. APARATOS AGRUPADOS. (Continuación).

Denominación e interpretación de los ejemplos	Símbolo	Denominación e interpretación de los ejemplos	Símbolo
6.2.1 Motor reversible con limitador de presión y distribuidor de accionamiento.		6.3.1 Grupo de mando por el cual el pistón de un cilindro ejecuta automáticamente las carreras de ida y vuelta.	
6.3 Aparatos de distribución y de regulación agrupados.		6.3.2 Grupo de dos distribuidores 6/3, provistos cada uno de una válvula antirretorno con limitador de presión común. Cuando los dos distribuidores se encuentran en posición punto muerto, el fluido retorna al depósito.	

ANEXO 5 (CARACTERISTICAS DEL ACEITE HIDRÁULICO)

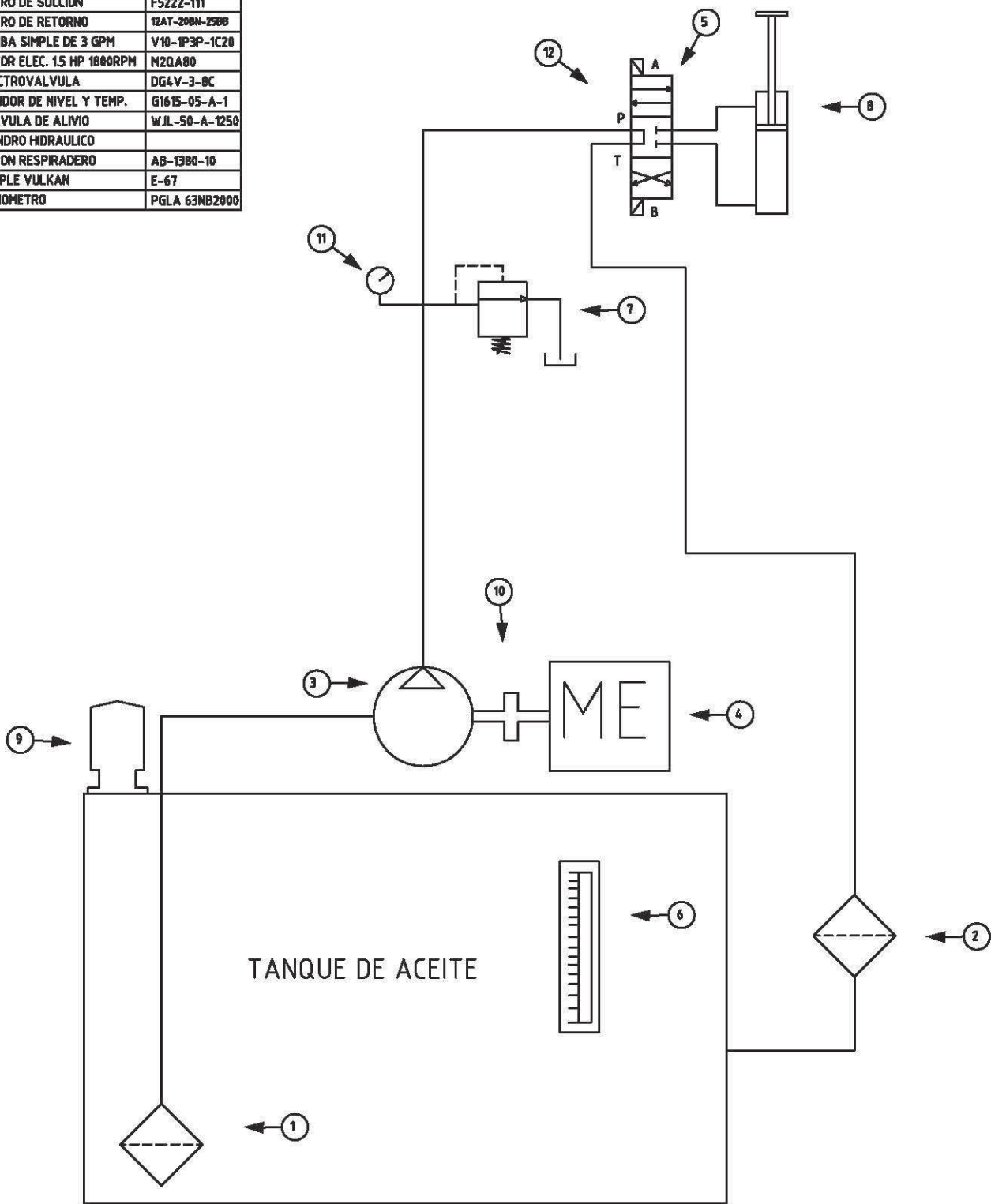
	MÉTODO ASTM D	VALORES TÍPICOS
Apariencia a Temperatura Ambiente	Visual	Brillante
Color ASTM	1500	2.5
Viscosidad Cinemática @ 40 °C, mm ² /s (cSt)	445	68.00
Viscosidad Cinemática @ 100 °C, mm ² /s (cSt)	445	8.493
Índice de Viscosidad	2270	94
Densidad @ 15.6 °C, kg/L	1298	0.8884
Punto de Inflamación, °C	92	220
Punto de Escurrimiento, °C	97	-9
Número de Ácidez (AN), mg KOH/g	974	0.30
Características Espumantes, ml/ml	892	
Secuencia I		0/0
Secuencia II		20/0
Secuencia III		0/0
Corrosión de Lámina de cobre, 3h @ 100 °C	130	1a
Características preventivas a la herrumbre	665 A&B	Aprobado

NOTA.- Cabe hacer notar que el contenido de agua por Karl Fischer, el % de agua y sedimentos (ASTM E 203 y ASTM D 96 respectivamente) se cubren ampliamente.

Los valores indicados como Características Físicoquímicas se refieren solamente a valores promedio.
Se podrán esperar pequeñas variaciones en estos valores durante su manufactura las cuales no afectarán el desempeño del producto.

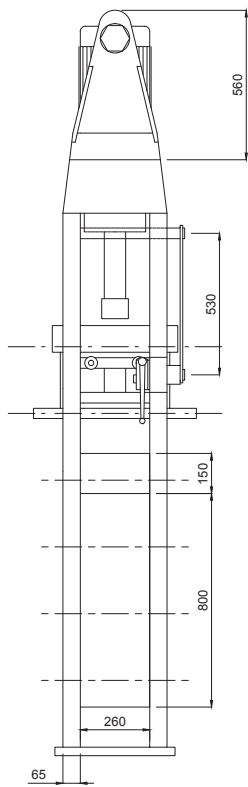
ANEXO 6 (PLANO HIDRÁULICO DE LA PRENSA)

UNIDAD HIDRAULICA			
DIAGRAMA HIDRAULICO			
NO.	APRO.	ESCALA	
FECHA		SIN ESCALA	
PLANO			
M10-0003			
CANT.	ITEM	DESCRIPCION	MODELO
1	1	FILTRO DE SUCCION	F5222-111
1	2	FILTRO DE RETORNO	12AT-200N-2500
1	3	BOMBA SIMPLE DE 3 GPM	V10-1P3P-1C20
1	4	MOTOR ELEC. 1.5 HP 1800RPM	M2QA80
1	5	ELECTROVALVULA	DG4V-3-8C
1	6	MEDIDOR DE NIVEL Y TEMP.	G1615-05-A-1
1	7	VALVULA DE ALIVIO	WJL-50-A-1250
1	8	CILINDRO HIDRAULICO	
1	9	TAPON RESPIRADERO	AB-1380-10
1	10	ACOPLE VULKAN	E-67
1	11	MANOMETRO	PGLA 63NB2000

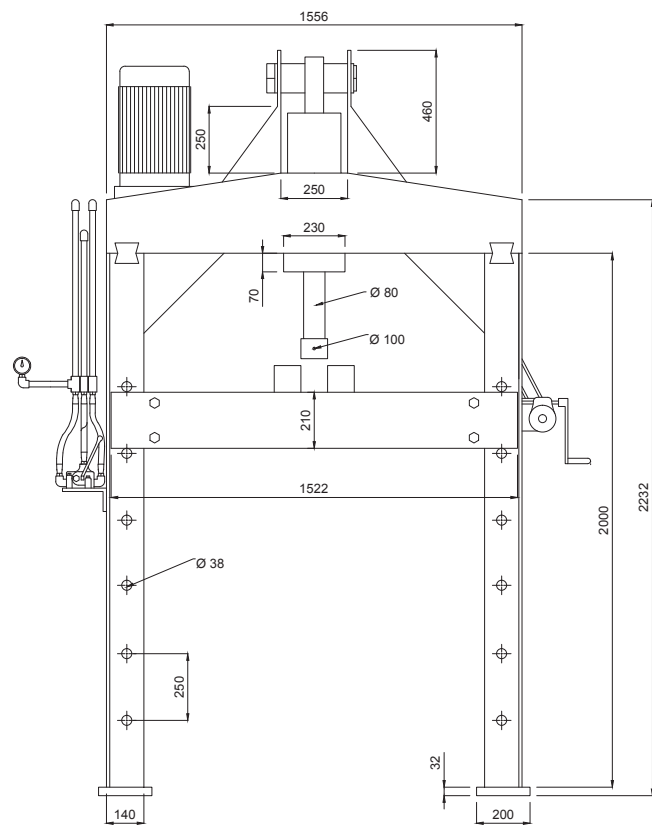


ANEXO 7 (PLANO DE LA PRENSA HIDRÁULICA)

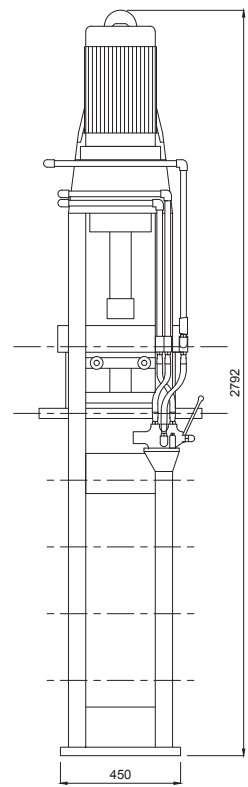
PRENSA HIDRÁULICA



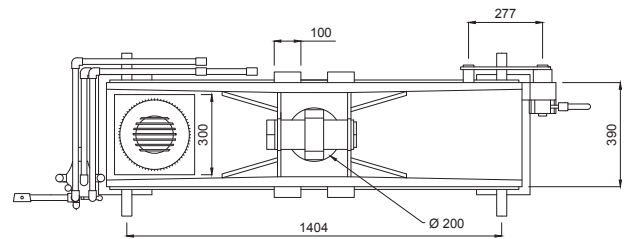
VISTA LATERAL
IZQUIERDA



VISTA FRONTAL



VISTA LATERAL
DERECHA



VISTA SUPERIOR

UNIVERSIDAD LAICA ELOY ALFARO DE MANABÍ			MATERIALES: SISTEMA DE HIDRÁULICO: TUBERÍAS, MANGUERAS, BOMBA, MOTOR ESTRUCTURA: HIERRO	
FACULTAD DE INGENIERÍA CARRERA DE ING. EN MECÁNICA NAVAL			DENOMINACIÓN: PRENSA HIDRÁULICA	ESCALA: 1:10
DISEÑADO POR:	CHAVEZ LEONARDO & GARCIA RICARDO	12 - 10 - 2014	NÚMERO DE DIBUJO:	ADAPTACIONES:
DISEÑADO POR:	CHAVEZ LEONARDO & GARCIA RICARDO	12 - 10 - 2014	1/1	m.m.
REVISADO POR:	ING. FALLOU D. MACIAS	12 - 10 - 2014		