

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

ESCUELA DE INGENIERÍA

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA PRENSA HIDRÁULICA PARA DOBLADO DE TUBERÍA METÁLICA DE PARED GRUESA

PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TITULO DE INGENIERO MECÁNICO

**MOINA CASTRO WALTER LENIN
NAVARRETE ZAPATA RENATO FABRICIO
RODRIGUEZ JUMBO MARIO EFRAIN**

DIRECTOR: ING. JORGE ESCOBAR

Quito, Julio del 2007

DECLARACIÓN

Nosotros, Walter Moina, Renato Navarrete, Mario Rodríguez. Declaramos bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional y, que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedemos nuestros derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por su Normativa Institucional Vigente.

Walter L. Moina C.

Renato F. Navarrete Z.

Mario E. Rodríguez J.

CERTIFICACIÓN

Certificamos que los Señores Walter Moina, Renato Navarrete y Mario Rodríguez, realizaron el desarrollo del presente Proyecto de Titulación en su totalidad.

Ing. Jorge Escobar
DIRECTOR

Ing. Tito Velasteguí
COLABORADOR

DEDICATORIA

A mis padres: Walter y Florentina, por su trabajo, sacrificio y apoyo constante.

Walter

A lo largo del camino, he tomado consciencia de que existen aspectos de la vida que poseen más verdad y que deben tener prioridad ante otros muchos, por esto la primera persona en quien pienso dedicarle todo mi esfuerzo es a mi Hija Ariel Domenique, a mis Padres, a mis Hermanos, a mis Sobrinos,...

Renato

A mis padres por su amor, trabajo, dedicación y apoyo, en especial en esta etapa de mi vida como estudiante.

Mario

AGRADECIMIENTO

Un especial agradecimiento a mi madre su amor incondicional.

Un cariñoso agradecimiento a mi amiga, compañera y esposa Myriam, por darme su apoyo en los momentos que más lo necesitaba.

Un profundo agradecimiento a los excelentes profesores que tuve el privilegio de conocer en la Politécnica, entre ellos los ingenieros: Jorge Escobar, Tito Velasteguí, Claudio Álvarez, Hugo Rodríguez, Washington Altuna e Iván Vallejo, por compartir sus experiencias y conocimientos conmigo. Así como también a las Sras. Gloria Castellanos y Adriana Pavón por su gentil e indispensable ayuda en la carrera.

Walter

El mayor de los agradecimientos es a mis Padres, porque de ellos vengo y porque son ellos los que siempre me han guiado en la vida.

Renato

Un sincero agradecimiento a mis Padres y a todas las personas que me han ayudado a culminar mi carrera universitaria.

Mario

ANEXOS

No	TEMA
A	ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE TUBERÍAS
B	CÁLCULO DE: MOMENTO LÍMITE, FUERZA NECESARIA EN EL VÁSTAGO Y PRESIÓN REQUERIDA EN LA BOMBA PARA EL DOBLADO DE TUBOS
C	RESISTENCIA DE PERNOS
D	CAÑERÍAS
E	HOJAS DE CÁLCULO PARA EL DISEÑO DE LA PRENSA HIDRÁULICA
F	REPORTES DE ACTIVIDADES DE LA CONSTRUCCIÓN, MONTAJE Y ANALISIS ECONÓMICO (PROJECT)
G	TABLA Y EJEMPLO DE CÁLCULO DEL RADIO DE CURVATURA
H	DISEÑO DE LA SOLDADURA
I	CORTANTE, MOMENTO Y DEFLEXIÓN EN VIGAS
J	FOTOGRAFÍAS DE APLICACIÓN EN EL DOBLADO DE TUBERÍAS
K	PLANOS

NOMENCLATURA

NOMENCLATURA PARA EL CÁLCULO DEL MOMENTO LÍMITE

M_L	Momento Límite
S_Y	Esfuerzo a la Cadencia
r_m	Radio Medio
r_e	Radio Externo
r_i	Radio Interno
D_e	Diámetro Externo
D_i	Diámetro Interno
e	Espesor

NOMENCLATURA PARA EL CÁLCULO DE LA CARGA EN EL VASTAGO

Q	Carga del vástago
L	Longitud entre apoyos del tubo

NOMENCLATURA PARA EL CÁLCULO DE LA PRESIÓN EN LA BOMBA HIDRÁULICA

P	Presión de la Bomba Hidráulica
A	Área de la Sección Transversal interna del Cilindro Hidráulico
D_i	Diámetro Interno del Cilindro Hidráulico

NOMENCLATURA PARA EL CÁLCULO DE LA VIGA PRINCIPAL

P	Carga de trabajo de la prensa dividida entre dos vigas),
L	Longitud de la viga),
M_{max}	Momento flector máximo
σ_{max}	Esfuerzo a flexión máximo
σ_{adm}	Esfuerzo admisible
$I,$	Inercia de la sección
$C,$	Distancia desde la fibra neutra a la fibra más alejada de la sección

S,	Modulo de resistencia de la sección
S_Y	Esfuerzo de fluencia que depende del material
b	Espesor de la plancha
h	Altura de la viga
FS	Factor de seguridad de diseño

NOMENCLATURA PARA EL CÁLCULO DE LAS COLUMNAS

P	Carga axial (tracción)
A	Área de la sección transversal
σ_{trac}	Esfuerzo de tracción
I	Inercia de la sección.
C	Distancia desde la fibra neutra a la fibra más alejada de la sección
S	Modulo de sección
M	Momento Flector
σ_{flex}	Esfuerzo debido al momento flector

NOMENCLATURA PARA EL CÁLCULO DE LA JUNTA EMPERNADA (VIGA-COLUMNA)

k_i	Constante que para un uso que implican cargas estáticas se hace $k_i = 0.9$
A_t	Área de esfuerzo de tensión de la cuerda
S_p	Carga de prueba del material
Q	Fuerza aplicada
P1	Fuerza en cada placa
V	Reacción del cortante v
F,	Fuerza cortante primaria
n	Número de pernos
r	Distancia radial al centroide (m)

r_A	Distancia radial al perno a (m)
r_B	Distancia radial al perno b
r_C	Distancia radial al perno c
r_D	Distancia radial al perno d(centroide)
r_E	Distancia radial al perno e
r_F	Distancia radial al perno f
r_G	Distancia radial al perno g
M	Momento (n*m)
F''_n	Fuerza de momento o cortante secundaria
F''_A	Fuerza de momento o cortante secundaria
F''_B	Fuerza de momento o cortante secundaria
F''_C	Fuerza de momento o cortante secundaria
F''_D	Fuerza de momento o cortante secundaria
F''_E	Fuerza de momento o cortante secundaria
F''_F	Fuerza de momento o cortante secundaria
F''_G	Fuerza de momento o cortante secundaria
F	Carga de corte máxima
AS	Área del esfuerzo cortante
d	Diámetro propuesto del perno
τ	Esfuerzo de corte
S_y	Resistencia a la fluencia

- [τ_{adm}] Resistencia al corte admisible
- FS Factor de seguridad
- F i Fuerza de tensión inicial
- A t Área de esfuerzo a tensión de la cuerda
- S p Carga de prueba del material

RESUMEN

El tema del presente proyecto es “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA PRENSA HIDRÁULICA PARA DOBLADO DE TUBERÍA METÁLICA DE PARED GRUESA”.

El contenido del proyecto empieza en el Capítulo I con la descripción y clasificación de las prensas hidráulicas y sus componentes principales, para luego tratar aspectos generales del doblado de tubería y métodos de doblado.

Partiendo del hecho, decidido desde un inicio, la construcción de una prensa hidráulica, en el Capítulo II, se considera el planteamiento pleno del problema. Este contiene el análisis de los requisitos funcionales de la prensa y la determinación de parámetros de la misma. El capítulo finaliza con el análisis y selección de las alternativas de los componentes de los sistemas que intervienen en el conjunto.

En el Capítulo III, se desarrolla un estudio de esfuerzos, deformaciones y recuperación elástica para el doblado de tubos de pared gruesa. Tiene por objetivo una comprensión clara del fenómeno de doblado, así como desarrollar las relaciones para obtener parámetros tales como: momento límite de la corona circular, radio y ángulo de doblado.

En el Capítulo IV se ataca el diseño y selección de los elementos constituyentes de la prensa: viga principal, columnas, junta empernada, bastidor, matriz, apoyos, sistema hidráulico.

Para el diseño y selección de los elementos se consideran materiales existentes en el mercado nacional con miras a la construcción de la prensa.

Mediante Microsoft Office Project se desarrolla el Capítulo V, que tiene que ver con la construcción, montaje, uso de recursos y análisis económico del proyecto.

Se dibujan los planos de los elementos que conforman la prensa para su construcción, acoplamiento y montaje.

Al final del proyecto se establecen conclusiones y recomendaciones a tener en cuenta para una utilización adecuada y óptima de la prensa. Se elaboraron tablas de cálculos para el doblado de tuberías utilizadas en la industria petrolera y se logró una aproximación aceptable en cuanto a los valores de presión necesaria para el doblado.

PRESENTACIÓN

La industria ecuatoriana en cuanto tiene que ver al área de la construcción metalmecánica ofrece muchos retos que los ingenieros debemos solucionar en el difícil camino que es el de nuestra profesión, y como tales se requiere el desarrollo de la creatividad, la constancia y la honestidad en el trabajo.

El área de aplicación que abarca la máquina construida en nuestro proyecto de titulación fue planeada pensando en ofrecer el mejor de los servicios tanto a las personas particulares como a las instituciones que así requieran del servicio de una prensa de gran capacidad. Es por esto que al diseñar y construir los distintos elementos que constituyen la “PRENSA HIDRÁULICA PARA EL DOBLADO DE TUBERÍA METÁLICA DE PARED GRUESA” se lo hizo con el mayor de los cuidados tomando en cuenta las teorías para el diseño mecánico y el mejor procedimiento para la construcción y montaje de la máquina.

Bajo estas premisas resulta muy importante el apoyo de las Universidades para el desarrollo de maquinaria que resuelva técnicamente problemas de diseño innovador.

El uso de tuberías de pared gruesa empleadas como estructuras metálicas de formas diversas usadas en Coliseos, Centros Comerciales, Edificios, Puentes, etc. requiere tal apoyo y justifica plenamente la construcción de la prensa.

En el Ecuador los técnicos diseñadores y calculistas tienen limitaciones en cuanto a la variedad y forma de las estructuras soportantes de cubiertas metálicas, al no poseer una gama extensa de perfiles de formas curvas que permitan expresar la creatividad en construcción; es para esto que la tubería doblada o curvada puede solucionar de alguna manera ese anhelo innovador de los técnicos.

En la construcción de la prensa se utilizaron materiales existentes en el mercado nacional y elementos constitutivos de otros equipos que sirvieron de una

manera óptima al ser acoplados en el sistema total que dio como conclusión la obtención de una máquina, la cual siendo capaz de doblar tubería de diámetro considerable (hasta 24 pulg.) resulta económica en cuanto al presupuesto que se utilizó para su construcción.

CAPÍTULO I

1 GENERALIDADES

1.1 PRENSA HIDRÁULICA

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.

Entre los motivos que han hecho posible la producción y popularidad de muchos objetos de uso diario, es la aplicación creciente de las prensas en los procesos de producción. Uno de los ejemplos más notables que podemos considerar en este sentido es el desarrollo de la industria de la construcción. La cual en sus diseños innovadores utiliza tubería trabajada en formas diversas, como son las estructuras de tubo en forma de celosía curva.

El secreto de la economía de operación en las prensas estriba fundamentalmente en el número de piezas que se produzcan. No es económico fabricar una costosa matriz para producir unas pocas piezas, pero cuando se produzcan una cantidad considerable de piezas, bien puede justificarse la fabricación o compra de una matriz, ya que se amortiza a través de un elevado número de unidades.

En esta forma se puede ver que las prensas a pesar de su alto costo pueden sustituir ventajosamente los sistemas antiguos de fundir las piezas y acabarlas maquinándolas. Claro que en cada caso hay que hacer un estudio económico antes de tomar una decisión.

Este proyecto nos muestra que en nuestro país el Ecuador se pueden diseñar y construir máquinas de gran capacidad que ofrecen similares servicios y seguridades de operación como se los encuentra en cualquier otro país industrializado. Y para llegar a ser más competitivos debemos fomentar el

desarrollo de las capacidades de nuestra gente que está comprobado que si las tenemos.

1.2 PARTES INTEGRANTES DE UNA PRENSA HIDRÁULICA.

La prensa está constituida por las siguientes partes fundamentales:

- Sistema hidráulico
- Estructura soportante
- Matrices y soportes

1.2.1 SISTEMA HIDRÁULICO

Este sistema es una combinación de elementos que hacen posible el empuje del vástago sobre la matriz a una presión y con una fuerza tal que permite la deformación permanente de las piezas a ser trabajadas.

Está constituido por:

- MOTOR
- BOMBA
- RADIADOR DE ACEITE
- MANGUERAS Y CAÑERÍAS
- GATO HIDRÁULICO

1.2.1.1 Motor

Se encuentra instalado sobre una estructura de perfiles soldada a la estructura soportante.

Motor marca Perkins que utiliza combustible diesel para su funcionamiento produciendo 55 HP de potencia. Y va protegido con una cubierta metálica en lámina de 3 milímetros, a fin de evitar problemas de corrosión y contaminación a su alrededor.

1.2.1.2 Bomba

Marca Vickers, constituida por un equipo de pistones axiales; que puede suministrar hasta 3500 PSI de presión a la salida de la bomba y entrada del cilindro.

1.2.1.3 Radiador de aceite

Es un equipo complementario que se lo instaló debido al calentamiento que sufría el aceite durante la operación de doblado de tubería. Compuesto de un radiador al que lo atraviesa tubería de ½" cédula 40; el radiador trae acoplado un ventilador para favorecer la disipación del calor.

1.2.1.4 Mangueras y cañerías

Se utilizan mangueras de hasta 6000 PSI de diámetro interior 1" a la salida de la bomba para llevar el aceite del tanque contenedor al mando, y del mando a la entrada al gato donde es empujado el vástago, y cañerías de 1" cédula 40 para el flujo del aceite de retorno al tanque de abastecimiento.

1.2.1.5 Cilindro hidráulico

Lo constituyen un cilindro de paredes gruesas de 14" de diámetro exterior, y de 1.5 metros de longitud; acoplado mediante una contratapa a un eje en la parte superior de la estructura. Y conectado a su salida al vástago, el cual empuja la matriz de conformación.

1.2.2 ESTRUCTURA SOPORTANTE

- BASTIDOR
- COLUMNAS
- VIGA PRINCIPAL

1.2.2.1 Bastidor

Conjunto de planchas armadas en forma de cajón cuyo interior lleva diafragmas de refuerzo. El bastidor es el encargado de soportar el pórtico y constituye la estructura base de la prensa.

1.2.2.2 Columnas

La prensa está constituida por dos columnas de sección rectangular, que poseen una longitud tal que permiten una buena maniobrabilidad bajo el pórtico.

1.2.2.3 Viga principal

Constituida por dos planchas de acero estructural, unidas mediante una celosía de perfiles que ofrecen el espacio adecuado para instalar y soportar el cilindro hidráulico. Descansa sobre las columnas, a través de cuatro planchas que unen la viga-columna mediante pernos.

1.2.3 MATRICES Y SOPORTES

Las matrices son elementos destinados a dar forma a las piezas objeto del prensado, y deben tener una resistencia tal que soporten las cargas necesarias para conformar las piezas a trabajar. Así mismo los soportes deben tener una resistencia que permita sostener y posicionar los tubos.

1.3 CLASIFICACION GENERAL DE LAS PRENSAS

1.3.1 PRENSA DE TORNILLO DE PRESION MEDIANA

El motor hace girar un volante de la prensa que está unido al cigüeñal de la misma directamente o por medio de engranes o bandas, operándose con auxilio de un embrague de fricción; Este embrague es accionado por medio de un pedal o una estación de botones. El embrague se desconecta automáticamente después de cada revolución, a no ser que el operador mantenga oprimido el pedal, en cuyo caso la prensa repite el trabajo.

Después de que el embrague desconecta al volante, un freno detiene el movimiento del propio cigüeñal. Una biela transmite el movimiento del cigüeñal a una parte móvil de la prensa o ariete, deslizándose éste en unas guías.

Es un equipo que por sus aditamentos resulta de un costo elevado comparado con las prensas del mercado común ya que utiliza un motor de gran capacidad a fin de poder mover el mecanismo de acción de avance del tornillo que será el encargado de formar la variedad de piezas a ser conformados en sus matrices.

1.3.2 PRENSA NEUMÁTICA

Son Prensas que trabajan a baja presión de concepción moderna y compacta, con compresor silencioso incorporado y mando electrónico totalmente autónomo.

1.3.3 PRENSA HIDRÁULICA

Las prensas hidráulicas son producidas en varios tipos y tamaños. Debido a que pueden proveerse de casi ilimitada capacidad, la mayoría de las prensas más grandes son de este tipo. El uso de varios cilindros hidráulicos permite la aplicación de fuerzas en el martinete en varios puntos, y proveen de la fuerza y ritmo necesario al soporte de discos. Las prensas hidráulicas de alta velocidad proporcionan más de 600 golpes por minuto, y se utilizan para operaciones de corte de alta velocidad.

Las prensas de corte llevan al material a un esfuerzo más allá de su resistencia última al corte. Las prensas de doblado y embutido emplean una fuerza que produce un esfuerzo intermedio entre el límite elástico que debe ser excedido, y la resistencia última que no debe de sobrepasarse, por lo que la dureza y el endurecimiento de los metales son de especial importancia para el trabajo de las prensas.

Una prensa troqueladora es una máquina en la cual materiales laminados pueden ser troquelados, doblados, planchados, cortados, embutidos, perforados, etc.

La acción de las prensas se lleva a cabo por medio de una herramienta que es impulsada a presión contra el material laminado. La herramienta puede ser maciza o hueca, afilada o sin filo y de formas variadas según el caso.

Al estudiar el empleo de una prensa para una determinada producción, los factores principales que deben tenerse en cuenta son:

- a. Clase de operación por efectuarse, lo cuál fija principalmente el tipo de prensa y su carrera, que debe ser lo más corta posible para evitar desgaste, pero suficientemente amplia para poder manejar libremente el material.
- b. Forma y tamaño del artículo que fijan las dimensiones de la mesa, claro, carrera, y si la prensa debe ser de acción sencilla o doble.
- c. Material empleado en la fabricación del artículo. Determina la presión necesaria de la prensa, tamaño de la mesa, forma de alimentación y número de pasos.
- d. Producción horaria. Determina la potencia de la prensa, su velocidad de trabajo y sistemas de alimentación.
- e. Precios límites del producto terminado. Limitan la inversión a realizar y obligan a un estudio técnico económico.
- f. Troqueles o dados, su tamaño y construcción. Con este dato se fija la luz de la prensa y su carrera, así como el sistema de alimentación más conveniente.

1.4 DOBLADO DE TUBERÍA

1.4.1 ASPECTOS GENERALES DEL DOBLADO DE TUBERÍA

El doblado de tubos es muy similar al doblado de barras. En el caso de doblado de tubería la pared del tubo afecta a la distribución de los esfuerzos de tracción y compresión durante el proceso de doblado. El tubo experimenta en la zona de tracción un adelgazamiento de la pared, que es la causa principal de

aplastamientos y fisuras en el tubo; por lo tanto un tubo de pared gruesa se doblará con mayor facilidad para un radio pequeño de curvatura, esto en comparación con un tubo de pared delgada.

En el proceso de doblado se requiere que el material posea una mínima ductilidad a fin de que pueda deformarse plásticamente sin que llegue a la rotura.

Existen dos accesorios importantes en el proceso de doblado de tubos. El primero se denomina matriz, el cual proporciona el radio de curvatura deseado y se encuentra en el lado interior de la zona doblada. EL segundo es el mandril cuya función principal es prevenir el aplastamiento del tubo, este se coloca dentro del tubo a ser doblado.

1.4.2 MÉTODOS DE DOBLADO

En general los tubos pueden ser acoplados por medio de codos o soldadura, debiendo para esto ser preparados mediante cortes adecuados en los extremos a acoplarse. Sin embargo la operación del doblado es la más económica y confiable.

Los tubos se doblan por métodos técnicos que les impidan aplastarse, deformarse o fisurarse. Los métodos más comunes de doblado son los siguientes:

1.4.2.1 Doblado Por Compresión

El tubo se sujeta mediante una abrazadera a una matriz fija y se lo fuerza a envolverse en torno a dicha matriz usando para esto una zapata deslizante.

La zapata deslizante está hecha de acero con alto contenido de carbono y son endurecidas para resistir el desgaste.

En el doblado por compresión no se puede controlar perfectamente el flujo de material; este proceso de doblado se usa ampliamente en prensas y máquinas rotativas.

1.4.2.2 Doblado por estiramiento

En este método el tubo es sujetado por una abrazadera contra una matriz giratoria y la curvatura se obtiene al girar la matriz contra un dado de presión.

El dado de presión puede ser fijo o móvil a lo largo de su eje longitudinal. En ambos casos el dado debe ser de un metal que resista la abrasión causada por el deslizamiento; en el dado fijo la superficie debe ser pulida para permitir el deslizamiento del tubo, mientras que en el dado móvil la superficie debe ser rugosa para que el dado y el tubo se desplacen a lo largo de su eje longitudinal durante el proceso de doblado.

La matriz giratoria y la abrazadera están acanaladas para fijar el tubo. El dado de presión es también acanalado para proporcionar una guía y un comportamiento uniforme del material del tubo. La presión mecánica proporcionada por la máquina debe ser suficiente para mantener el ajuste entre el dado de presión y la pieza de trabajo durante el proceso.

Las dimensiones del canal en la matriz y dado deben ser la mitad del diámetro exterior del tubo, para evitar aplastamiento y facilitar la colocación y extracción del tubo. El canal de la abrazadera debe ser dimensionado con el diámetro exterior del tubo y su acabado superficial debe evitar que este deslice y mantenga una adecuada sujeción.

Se considera que este método es la mejor elección cuando hay que trabajar tubos de radio pequeño y de pared delgada.

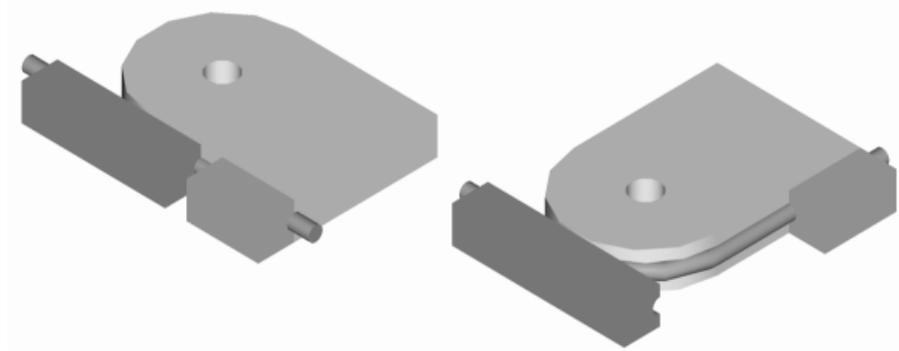


FIGURA 1-1 Doblado por estiramiento

1.4.2.3 Doblado por rodillos

En este método se usan tres o más rodillos paralelos, estos se disponen de varias formas. En un arreglo de tres rodillos, los ejes de los dos inferiores se encuentran fijos en un plano horizontal a una distancia determinada. El rodillo superior es libre y se desplaza verticalmente hacia el plano de los rodillos inferiores para realizar el doblado.

Los rodillos inferiores son accionados mediante un sistema de transmisión que puede ser un moto-reductor. La fricción que existe entre estos y la pieza de trabajo permiten el movimiento de avance del tubo por entre los tres rodillos.

El rodillo superior es desplazado verticalmente utilizando medios mecánicos (tornillo de potencia o pistón hidráulico); este movimiento permite variar el radio de curvatura.

Este método no permite realizar más de una curvatura en un tubo. Además es difícil controlar la recuperación elástica del tubo, por ellos se hace necesario realizar varias pasadas a través de los rodillos hasta obtener el radio de curvatura deseado. Además este método de doblado es el más lento pero es muy bueno para tubos de pared gruesa.

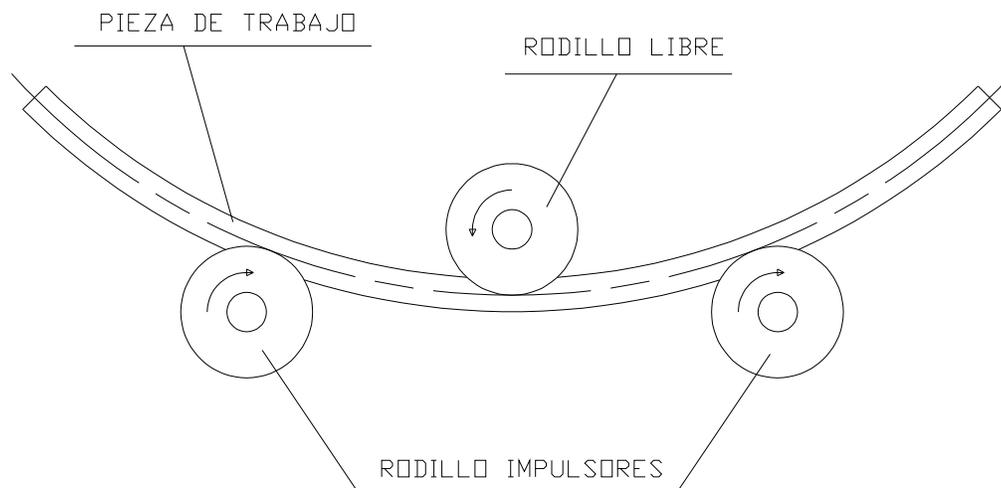


FIGURA 1-2 Doblado con rodillos

1.4.2.4 Doblado a tracción

El tubo se sujeta en los extremos por medio de mordazas y es doblado conforme se estira alrededor de una matriz fija.

Los extremos sujetos deben ser cortados al concluir el proceso de doblado, ya que estos extremos sufren deformación debido a la fuerte sujeción de las mordazas.

1.4.2.5 Doblado en prensa

Una matriz móvil sujeta al pistón hidráulico comprime al tubo que se encuentra apoyado en dos soportes. Estos soportes rotan sobre ejes fijos. En este método se puede usar una prensa de carrera fija pero es más eficiente una de carrera ajustable.

Al desplazarse la matriz por la acción de la prensa, el tubo es presionado contra los dados, los cuales giran sobre sus ejes provocando el doblado del tubo y obligándolo a tomar la forma de la matriz.

Para obtener un ángulo de curvatura determinado se debe detener la carrera del pistón en un punto tal que reproduzca el ángulo de curvatura deseado.

Este método es apropiado para doblar tubos de pared gruesa, debido a que la prensa puede suplir los requerimientos de fuerza necesarios.

El doblar tubería utilizando este método es más rápido para efectuar doblados en serie.

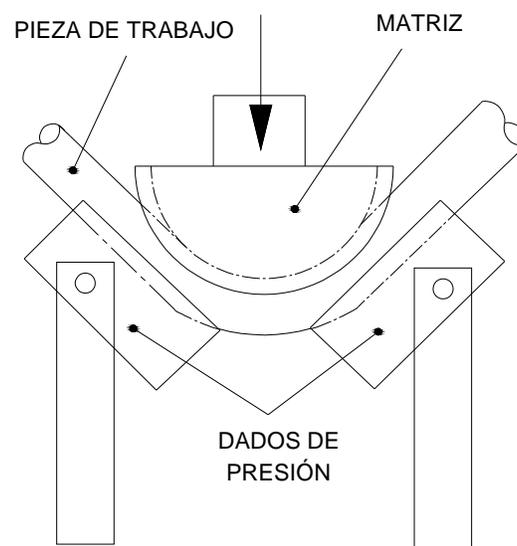


FIGURA 1-3 Doblado en prensa

1.4.2.6 Doblado de tubo con mandril

Los mandriles son por lo general de tres tipos: rígidos, flexibles y articulados. Su función es la de soportar la parte interior del tubo y prevenir los aplastamientos excesivos durante el doblado. Un mandril no puede corregir una falla de doblado después de que este haya empezado.

La holgura entre el mandril y la parte interior del tubo debe ser menor que el 20% del espesor de la pared del tubo. Si el juego entre el mandril y tubo es demasiado estrecho no realizaría función alguna.

La holgura necesaria depende del material, espesor de la pared, radio de curvatura de doblado y de la calidad de doblado que se requiera; para obtener mejores resultados se necesita que el mandril esté lo más ajustado posible.

En la figura 1.4 se muestran tres tipos de mandriles usados en el doblado de tubos. Los mandriles tipo taco y los de formado son rígidos, mientras que los restantes tres son flexibles o de piezas unidas para conseguir mayores radios de curvatura.

Los mandriles flexibles se doblan con el tubo, estos son construidos de planchas o láminas y se usan cuando se necesitan pocos dobleces. Los mandriles flexibles son difíciles de introducir y de extraer del tubo.

Los mandriles rígidos encajan en el interior del tubo y soportan el área interior completamente solo hasta el punto donde empieza el doblado, como es el caso de los mandriles tipo taco.

Los mandriles de forma soportan la parte interior del tubo un poco más allá de donde empieza el doblado.

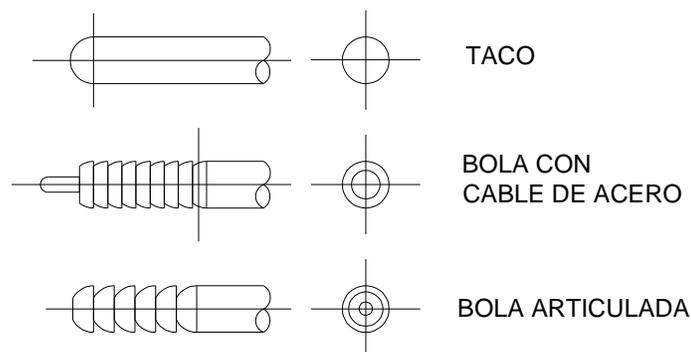


FIGURA 1-4 Tipos de mandriles

1.4.2.6.1 Forma de trabajo de los mandriles

Si los mandriles rígidos se extienden demasiado en el interior del tubo, pueden producir roturas o grietas en la zona doblada. Así mismo si el mandril no se extiende lo suficiente pueden aparecer arrugas o aplastamientos en la superficie del tubo doblado.

Los mandriles articulados, en los que se incluyen los de bolas, se usan de la misma manera.

También se puede usar arena o varias aleaciones con bajo punto de fusión en lugar de mandriles; esto para aplicaciones de baja producción.

Los mandriles de bolas se usan para realizar varios dobleces en un mismo tubo. Durante el doblado, el mandril queda apretado por el tubo haciendo difícil su extracción, por lo que es necesario cubrir el interior del tubo con una gruesa capa de lubricante.

En tubos de paredes delgadas o metales dúctiles como el aluminio, cobre, etc. el mandril es extraído del tubo de forma tal que la superficie anterior es pulida y corrige la forma de la sección transversal.

La mayoría de los mandriles se construyen de acero. La vida útil de estos puede aumentar mediante un cromado superficial el cual es renovado a medida que se vaya desgastando.

Los mandriles pulidos por rectificado no dejan marcas en el interior del tubo y son mas fáciles de extraer que los que son pulidos por otros métodos de maquinado.

La necesidad de usar un mandril depende del tubo y del radio de curvatura deseado. En la siguiente figura 1-5 se presenta sugerencias acerca del uso de

distintos tipos de mandriles en función del radio de doblado, diámetro exterior y espesor de la pared del tubo.

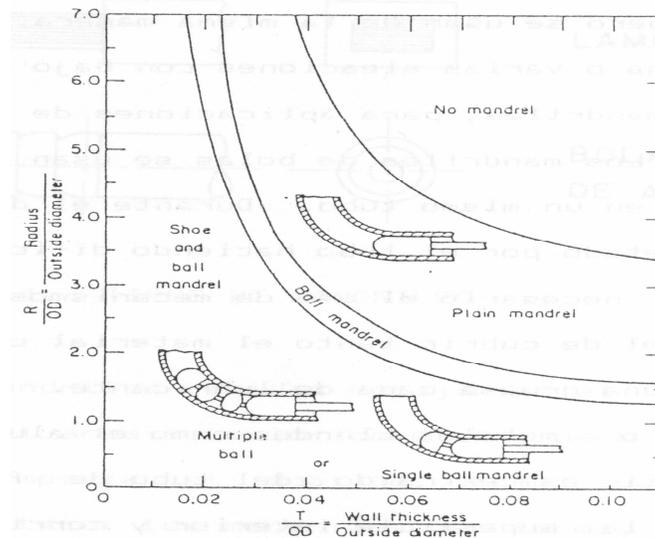


FIGURA 1-5 Requerimientos de mandriles y zapatas para el doblado de tubos

1.4.2.7 Doblado de Tubos Sin Uso de Mandriles

El doblar tubo sin hacer uso de mandril es un procedimiento económico y rápido. Para esto es necesario primero experimentar, para determinar el radio de curvatura con el que no ocurre aplastamiento excesivo en el tubo.

Un tubo de pared gruesa es más apto para doblarse sin el uso de mandriles que uno de pared delgada. Es mucho más fácil doblar tubos con radios de curvatura grandes que con radios de curvatura pequeños.

Cuando las tolerancias permisibles para el aplastamiento del tubo son amplias, se puede fácilmente doblar sin el uso de mandriles.

La recuperación elástica es mayor en el doblado sin mandriles; esto permite aumentar en ángulo de doblado.

CAPÍTULO II

2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

2.1 REQUISITOS FUNCIONALES DE UNA PRENSA HIDRÁULICA PARA DOBLADO DE TUBERÍA METÁLICA DE PARED GRUESA

La prensa hidráulica deberá doblar tubos de acero de hasta 20 pulgadas de diámetro nominal y cédula 30, de una manera eficiente; esto es, sin aplastamiento, fisuras ni disminución del diámetro de la sección doblada. Además el proceso de doblado no deberá ser complicado, pero si seguro y económico. La prensa hidráulica debe cumplir con los requisitos de fácil operación y maniobrabilidad.

2.2 DETERMINACIÓN DE PARÁMETROS

En la determinación de los parámetros que han de intervenir en el diseño de la prensa hidráulica, se consideran los requerimientos del doblado de tubería y las condiciones de trabajo la máquina.

Los parámetros principales que se han determinado son los siguientes:

- Diámetro de los tubos
- Espesor de pared
- Material de los tubos.
- Ángulo de doblado
- Capacidad de carga
- Ambiente de trabajo
- Costo real
- Vida útil

2.2.1 DIÁMETRO DE LOS TUBOS

Los tubos a doblar son de 4", 6", 8", 12", 14", 18", y 20" de diámetro exterior, y que son empleados en la industria, para la construcción de estructuras metálicas; utilizadas en coliseos, centros comerciales, puentes, entre las principales.

2.2.2 ESPESOR DE PARED

La prensa deberá doblar tubos de hasta cédula 120, los cuales corresponden por lo general a la tubería empleada en las aplicaciones antes descritas.

2.2.3 MATERIAL DE LOS TUBOS

El material usado en estas aplicaciones es el acero ASTM A106, ASTM A 53, API 5L X42, API 5L X70 Gr B que son las especificaciones más comunes con las que se encuentran este tipo de tubos en el país.

2.2.4 ÁNGULO DE DOBLADO

El ángulo de curvatura máximo que la prensa debe doblar es 60°.

2.2.5 CAPACIDAD DE CARGA

Luego del desarrollo de las tablas de cálculo de las fuerzas necesarias para doblar tubería de acero de pared gruesa, del anexo B, en base a las fórmulas desarrolladas en el marco teórico, y además en base a la experiencia de personas dedicadas a esta actividad, se sabe que la carga máxima requerida para doblar tubos de las características previamente mencionadas es de 70 toneladas pero a pesar de ello la prensa se ha diseñado con una capacidad nominal de 100 toneladas.

2.2.6 VIDA ÚTIL

La vida útil de una máquina la determinan sus componentes mas importantes, en nuestro caso: estructura, motor, bomba, cilindro hidráulico y su vástago. De estos, el de menor durabilidad condiciona la vida útil de la máquina. Es así que se estima una vida útil de 15 años para la prensa hidráulica de alta capacidad.

2.3 ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

2.3.1 ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA DEL SISTEMA HIDRÁULICO

2.3.1.1 Alternativa 1.- Cilindro Hidráulico De Simple Efecto

Esta alternativa es válida cuando se requiere que la fuerza aplicada sea en un solo sentido.

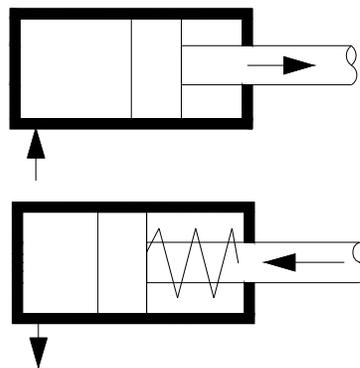


FIGURA 2-1 Cilindro de simple efecto

2.3.1.2 Alternativa 2.- Cilindro Hidráulico De Doble Efecto

El cilindro de doble efecto es la aplicación más general dentro de los sistemas hidráulicos y tiene la ventaja de lograr un retroceso rápido del vástago, a fin de poder realizar una nueva operación de prensado en menor tiempo.

Es por esto que en nuestro caso elegimos para nuestra prensa hidráulica el sistema de doble efecto.

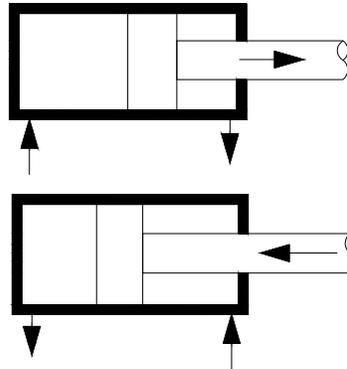


FIGURA 2-2 Cilindro de doble efecto

2.3.2 ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA DEL SISTEMA DE POTENCIA.

2.3.2.1 Alternativa 1.- Motor Eléctrico (220V, Trifásico)

El motor eléctrico utiliza una fuente de poder suministrada por un generador o en su defecto por la energía eléctrica del sistema nacional empadado a un transformador.

Este tipo de motor requiere de una inversión extra tanto para obtener un generador adecuado o un transformador que permita tomar la energía de la red nacional.

2.3.2.2 Alternativa 2.- Motor A Diesel (55HP)

Es un equipo autónomo que requiere de combustible diesel para su funcionamiento.

El trabajo que debe realizar no necesita una inversión extra a fin de suministrar el torque adecuado a la bomba.

Es por esto que la alternativa que encontramos más adecuada es la utilización de un motor diesel.

CAPÍTULO III

3 ESTUDIOS DE ESFUERZOS, DEFORMACIONES Y RECUPERACIÓN ELÁSTICA EN EL DOBLADO DE TUBOS.

3.1 ESFUERZOS EN EL DOBLADO

En el proceso de doblado se producen deformaciones plásticas, tomando como válida la hipótesis del mantenimiento de las secciones planas, esto es, las deformaciones unitarias son proporcionales a su distancia al eje neutro, no se puede mantener la hipótesis de la proporcionalidad entre tensiones y deformaciones (Ley de Hooke) debido a que las fibras externas del material en el doblado han sobrepasado el límite de fluencia.

Debemos acotar que nuestro interés es el de cuantificar el momento transmitido a través de una sección tipo anillo circular (tubo).

3.2 ANÁLISIS DE ESFUERZOS

El material con el que se fabrican los tubos tiene un punto de fluencia claramente definido y sufre grandes deformaciones durante la fluencia pudiendo así idealizarse como materiales elasto-plástico perfectos (material en el cual sobrepasado el punto de cadencia, la deformación puede seguir aumentando indefinidamente sin aumento ulterior del esfuerzo). Además se suponen despreciables los efectos de endurecimiento por deformación.

El estudio se facilita, pues las tensiones son proporcionales a las deformaciones en el punto donde la tensión máxima alcanza el valor de S_y (límite de fluencia).

Se considera una viga de sección rectangular de material elasto-plástico perfecto sometida a flexión como se indica la figura 3.1.a. Cuando los pares de flexión aplicados (M) son pequeños, el esfuerzo máximo en la viga, es menor que

S_y , la viga en condición de flexión elástica ordinaria con una distribución de esfuerzos como se muestra en la figura 3.1.c. Si suponemos que al momento (M) se incrementa hasta que el esfuerzo máximo iguale al límite de fluencia, la viga se encontrará en el límite de la condición de flexión elástica y su distribución lineal de esfuerzos, será como se representa en la figura 3.1.d.

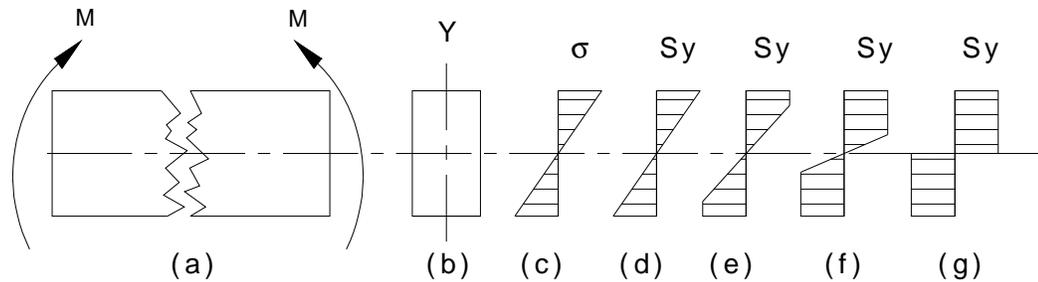


FIGURA 3-1 Flexión plástica de una viga.

Si ahora se aumenta el momento de flexión, de manera que el esfuerzo máximo supere el límite de fluencia, las deformaciones en los puntos extremos de la sección recta, continuarán creciendo y la deformación máxima excederá a la fluencia (ϵ_y). Sin embargo debido a la fluencia plástica, los esfuerzos máximos serán constantes e iguales a S_y . Así pues, el estado de esfuerzos será como se representan la figura 3.1.e. Las regiones exteriores de la viga se han vuelto plásticas, en tanto que un "núcleo" central permanece elástico.

Con un aumento adicional en el momento de flexión, la región plástica se extiende aún más adentro hacia el eje neutro, hasta que se alcanza la tensión mostrada en la figura sus 3.1.f. En esta etapa, las deformaciones en las fibras externas, son mayores que la deformación de fluencia (ϵ_y), y el núcleo elástico casi ha desaparecido. Por lo tanto para fines prácticos la viga ha alcanzado su capacidad última de resistencia a los momentos y se puede idealizar la distribución última de esfuerzos como formada por dos partes rectangulares (figura 3.1.g) el momento deflexión que corresponde a esta distribución idealizada

de esfuerzos se llaman **Momento Plástico o Límite** (M_L) y es el momento máximo que puede resistir una viga hecha de material elasto-plástico.

3.3 MOMENTO LÍMITE PARA UNA CORONA CIRCULAR

Se deduce que la distribución de esfuerzos que presenta un tubo es como la mostrada en la figura 3.2. Una distribución límite elástica representaría la figura 3.2.b., en donde el momento flexionante ha generado un esfuerzo máximo igual al límite de fluencia. Y una idealización de la distribución última de esfuerzos es la que se muestran la figura 3.2.c., en la cual el momento aplicado ha alcanzado el valor de momento plástico.

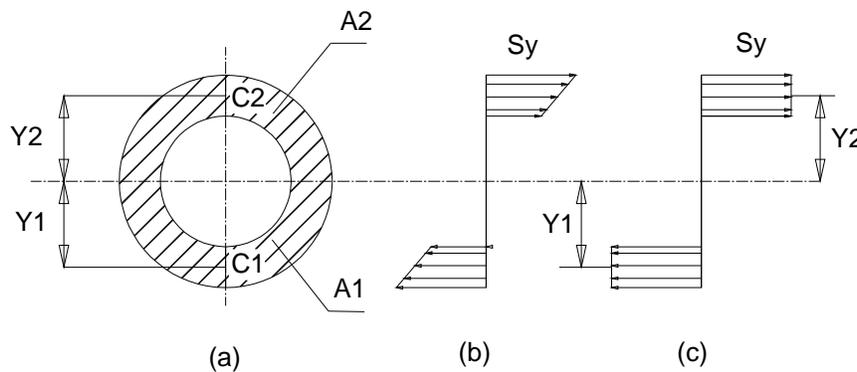


FIGURA 3-2 Distribución de esfuerzos sobre una sección tubular

Se debe determinar el valor del momento límite, el cual depende de la geometría de la sección transversal. Se comienza por localizar el eje neutro en la sección recta (figura 3.2.a.); encima de tal eje, todo elemento de dicha sección tiene un esfuerzo de compresión igual a S_y (figura 3.2.c.); por debajo del eje, el esfuerzo es de tracción y también igual a S_y . La fuerza total de tracción (T) es igual a $S_y.A_1$, donde A_1 es el área de la sección transversal debajo del eje neutro.

Asimismo la fuerza de compresión (C) es $S_y.A_2$, donde A_2 es el área transversal encima del eje neutro.

Aplicando la ecuación de estática, la cual expresa el hecho de que se anula la fuerza horizontal resultante debido a los esfuerzos normales (σ), que actúan en una sección recta de la viga; por lo tanto:

$$\int \sigma dA = 0$$

Donde dA es un elemento de área de dicha sección y la integración se efectúa sobre toda la sección. La ecuación anterior indica que la fuerza resultante en la sección recta debe ser igual a cero:

$$T - C = 0$$

$$S_y * A_1 - S_y * A_2 = 0$$

$$A_1 = A_2$$

Como el área total de la sección recta es $A = A_1 + A_2$, es evidente que:

$$A_1 = A_2 = A/2$$

El eje neutro divide la sección en dos áreas iguales. Para el caso en el que estamos analizando la sección es doblemente simétrica, el eje neutro será el mismo, tanto para la flexión elástica como para la plástica.

El momento límite se puede hallar tomando momentos respecto al eje neutro de las fuerzas C y T de la figura 3.2.c.; por consiguiente se tiene que

$$M_L = T * y_1 + C * y_2$$

Donde y_1 & y_2 son las distancias de los centroides c_1 y c_2 de las áreas A_1 y A_2 respectivamente al eje neutro. Sustituyendo T y C por $S_y * A/2$, tenemos:

$$M_L = \frac{S_Y * A * (Y_1 + Y_2)}{2} \quad (i)$$

Sabemos que el área (A) y las distancias (y_1 & y_2) para una sección tubular como la representar a la figura 3.2.a., están expresadas por:

$$A = \pi * (r_e^2 - r_i^2)$$

$$C_1 = C_2 = \frac{2}{\pi} * r_m = y_1 = y_2 \quad (ii)$$

Donde:

r_e = radio exterior del tubo

r_i = radio interior del tubo

r_m = radio medio= $(r_e + r_i)/2$

Reemplazando el valor de y_1 , y_2 & A en M_L se obtiene:

$$M_L = \frac{S_Y * \pi * (r_e^2 - r_i^2) * (4r_m / \pi)}{2}$$

Operando y desarrollando la diferencia de cuadrados, nos queda:

$$M_L = S_Y * (r_e - r_i) (r_e + r_i) (2r_m)$$

El término $(r_e - r_i)$ es igual al espesor de la sección (e), y el término $(r_e + r_i)$ es igual a $2.r_m$, igualdades que sustituidas en la ecuación anterior, se tiene una expresión final para el **Momento Límite de una Sección Tubular**, la que está dada por:

$$M_L = 4 * S_Y * e * r_m^2 \quad (3.1)$$

El cálculo del momento límite, nos permitirá estimar la carga necesaria para doblar determinado tipo de tubo, así como la presión de la bomba hidráulica;

estos datos serán utilizados en la selección del sistema hidráulico y el cálculo de la estructura de la prensa hidráulica.

El cálculo del momento límite depende principalmente de la resistencia del material del tubo, de sus características geométricas (Diámetro exterior, espesor de la pared) y de la distancia entre apoyos de doblado del tubo. Este cálculo se realiza con ayuda de una hoja electrónica de Microsoft EXCEL que se adjunta en el anexo B.

3.4 DEFORMACIONES EN EL DOBLADO

El radio exterior se puede determinar partiendo de la condición geométrica del doblado y considerando que el eje neutro del tubo no sufre cambios en su dimensión, durante el proceso de doblado.

Los puntos B_2 y A_2 antes de doblarse el tubo se encontrarían superpuestos a los puntos B_1 y A_1 respectivamente (figura 3.3).

Por efectos del doblado y debido a las deformaciones longitudinales, dichos puntos se desplazan situándose de forma similar a la representada en la figura de tal forma que la longitud determinada por los puntos B_1B_2 y A_1A_2 , representan respectivamente el alargamiento y contracción sufrida por el material.

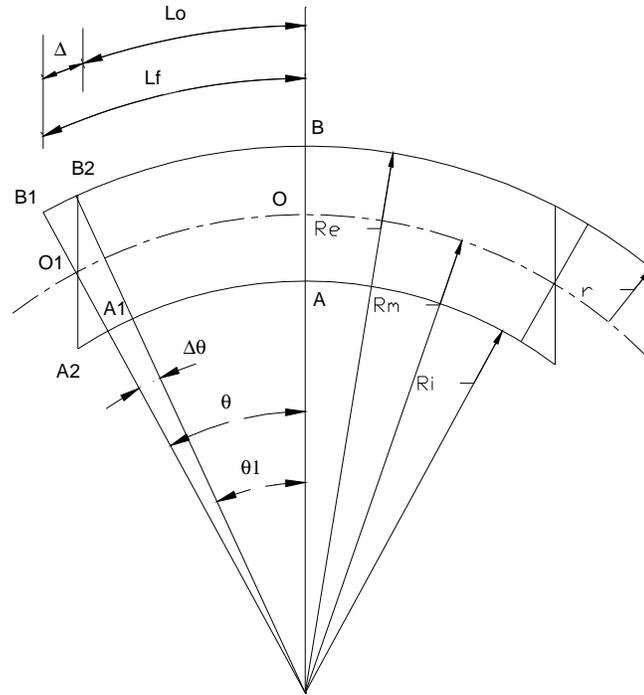


FIGURA 3-3 Relaciones geométricas entre la deformación y radio de doblado.

De la anterior figura se observan las siguientes relaciones:

$$\text{arc}OO_1 = R_m \theta \quad (\text{a})$$

$$\text{arc}BB_2 = R_e \theta_1 \quad (\text{b})$$

$$\text{arc}B_1B_2 = R_e \Delta \theta \quad (\text{c})$$

$$\Delta \theta = \theta - \theta_1 \quad (\text{d})$$

Despejando de las ecuaciones (a) y (b) y sustituyendo en la ecuación (d), se tiene:

$$\Delta \theta = \frac{\text{arc}OO_1}{R_m} - \frac{\text{arc}BB_2}{R_e} \quad (\text{e})$$

Puesto que el eje neutro del material no se altera en su dimensión, las siguientes igualdades son validas.

$$\text{arc}OO_1 = \text{arc}BB_2 = \text{arc}AA_2 \quad (\text{f})$$

Utilizando la primera igualdad de la ecuación (f) en la ecuación (e) y reemplazando en la ecuación (c), se obtiene:

$$\text{arc}B_1B_2 = \text{arc}ReOO_1 = \frac{R_e - R_m}{R_m * R_e}$$

De la figura se deduce que:

$$R_e - R_m = r_e$$

Por lo que la ecuación anterior reordenada queda:

$$\frac{\text{arc}B_1B_2}{\text{arc}OO_1} = \frac{r_e}{R_m}$$

Si observamos la figura veremos que el arco B_1B_2 , representa el incremento de longitud experimentado en el tubo en el proceso de doblado. El arco OO_1 representa la longitud inicial del tubo. A partir de esto, podemos escribir la ecuación anterior como:

$$\frac{\Delta}{L_o} = \frac{r_e}{R_m}$$

En donde el primer término se define como la deformación unitaria (ϵ), y la ecuación se puede reescribir como:

$$\epsilon = \frac{r_e}{R_m} \quad (3.2)$$

En la cual (r_e) es el radio exterior del tubo y (R_m) es el radio de curvatura al eje neutro.

3.5 ESFUERZOS RESIDUALES Y RECUPERACION ELASTICA[†]

Los experimentos realizados con materiales dúctiles demuestran que, cargados mas allá del punto de cadencia (curva OAB en la figura 5a) se descargan elásticamente, siguiendo el camino BC, prácticamente paralelo al tramo inicial elástico OA. Si se vuelve a cargar, se forma un pequeño ciclo de histéresis, pero el material permanece ahora elástico hasta el punto B, alcanzado en la primera carga, y después sigue ya la curva inicial plástica BD. Para un material ideal elasto-plástico perfecto al que se limita nuestro estudio, el ciclo de carga, descarga, nueva carga, etc., ocurre como en la figura 5b.

El efecto principal de la descarga de un material que ha sido deformado mas allá del punto de cadencia y, por tanto, ha alcanzado un estado parcial o totalmente plástico, es que al haberse producido unas deformaciones permanentes, si estas no son compatibles con el estado inicial del sólido (ya que al descargarlo, en principio estas deformaciones plásticas no desaparecen), se crea un estado de esfuerzos internamente equilibrados sin resultante exterior, que tienden a que estas deformaciones permanentes desaparezcan, y que se llaman *esfuerzos residuales*. La magnitud y distribución de estos esfuerzos residuales se puede determinar superponiendo a la distribución de esfuerzos (parcial o totalmente plásticos) producida por la carga inicial, la producida por una carga igual y de sentido contrario. El efecto exterior de añadir a la carga inicial otra igual y opuesta equivale a descargar el elemento. Sin embargo, en esta descarga la distribución de esfuerzos es elástica, como se muestra en la figura 5. Mas aún, la descarga BC puede prolongarse de manera que se obtengan esfuerzos de signo contrario, por debajo del eje ϵ , y seguiría la dirección y sentido de BC hasta alcanzar el punto de cadencia en esta compresión. Naturalmente que la descarga será elástica, y se podrá seguir este método, en tanto que los esfuerzos residuales así obtenidos no rebasen el valor del esfuerzo de cadencia.

[†]SINGER & PYTEL, Resistencia de materiales, 4ta edición, Editorial OXFORD, México, 1987, pág. 477

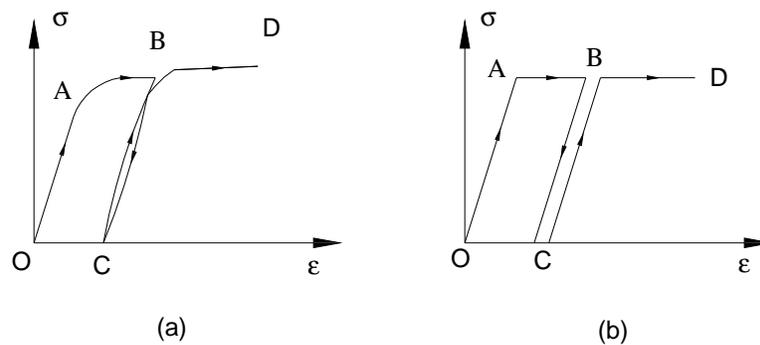


FIGURA 3-4 Descarga y nueva carga de (a) un material dúctil real, y (b) de un material elasto-plástico perfecto.[‡]

Para determinar la geometría final de un tubo doblado plásticamente, haremos uso del principio de superposición de los efectos, partiendo de que el equilibrio final se da por la suma de un momento aplicado a la carga mas otro igual y de signo contrario aplicado a la descarga. Si consideramos el caso de fluencia total, debido a que en el proceso de doblado se trabaja en la zona plástica, entonces el momento limite (M_L), debemos añadirle el de la descarga.

Como se muestra en la figura 3.5, la situación resultante en donde $M = 0$ implica la aparición de fuerzas internas, dado que la distribución de tensiones en la carga y descarga son completamente diferentes.

Combinando la deformación plástica producida por la carga, con la recuperación elástica que se tiene en la descarga, se puede determinar el radio y ángulo final de doblado, en base al radio y ángulo iniciales.

[‡] SINGER & PYTEL, Resistencia de materiales, 4ta edición, Editorial OXFORD, México, 1987, pág. 477

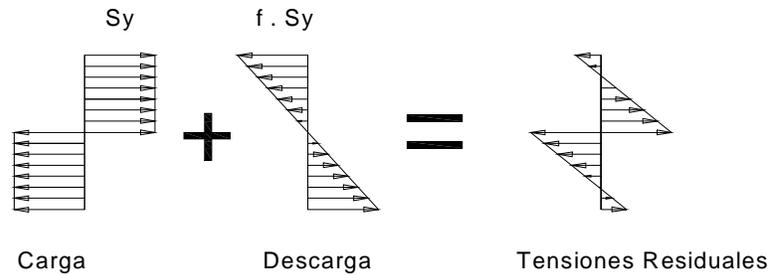


FIGURA 3-5 Carga y descarga de una pieza deformada plásticamente

En la figura 3.6 (Rm_0) es el radio medio inicial de doblado y (θ_0) el ángulo inicial de doblado, (Rm_f) y (θ_f) son el radio medio final y ángulo final de doblado, respectivamente y (θ_r) el ángulo debido a la recuperación elástica, con la ayuda de la ecuación (3.2) se pueden escribir las siguientes relaciones:

$$\varepsilon_0 = \frac{r_e}{Rm_0}$$

$$\varepsilon_0 = \frac{r_e}{Rm_f}$$

Como se desprende de la figura 3.5, en el momento de la descarga, la tensión máxima es ($f * S_y$) por lo que la correspondiente deformación elástica es:

$$\varepsilon_r = \frac{\sigma}{E} = \frac{f * S_y}{E}$$

Esto último en virtud de que en el proceso de la descarga, se cumple la Ley de Hooke.

Aquí (f) representa la razón entre el momento límite y el momento de fluencia, denominado comúnmente factor de forma; y son las deformaciones unitarias inicial y final, respectivamente.

Superponiendo estas deformaciones, resulta la deformación final o residual.

$$\varepsilon_f = \varepsilon_0 - \varepsilon_r$$

Es decir, sustituyendo las tres relaciones anteriores, tendremos:

$$\frac{r_e}{Rm_f} = \frac{r_e}{Rm_0} - \frac{f * S_y}{E}$$

Que operando nos da:

$$\frac{1}{Rm_f} = \frac{1}{Rm_0} - \frac{f * S_y}{r_e * E} \quad (3.3)$$

Ecuación de la cual se puede obtener el radio medio final de curvatura, Rm a partir de parámetros conocidos.

Por ultimo, se determinara el ángulo final de curvatura. De la figura y puesto que la longitud del eje neutro no varia, se tiene:

$$Rm_0 \theta_0 = Rm_f \theta_f$$

$$\theta_0 = \theta_f + \theta_r$$

Además:

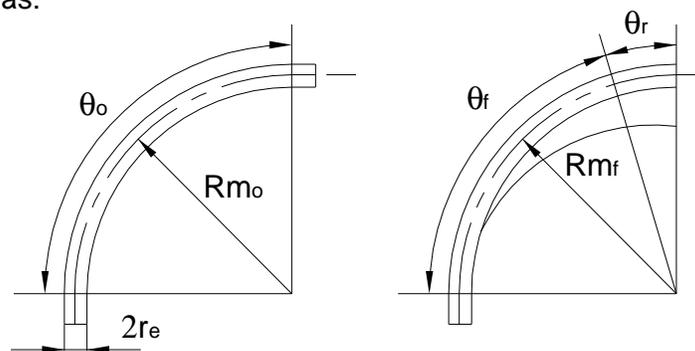


FIGURA 3-6 Recuperación elástica del tubo

Resolviendo estas ecuaciones para obtenemos:

$$\theta_r = \theta_0 \left(1 - \frac{Rm_0}{Rm_f} \right) \quad (3.4)$$

y despejando Rm de la ecuación 3.3, para sustituir en la anterior expresión, obtenemos:

$$\theta_r = \theta_0 Rm_0 \frac{f * S_y}{E * r_e} \quad (3.5)$$

Tanto en la ecuación (3.3) como en la (3.4), el término (E) representa el modulo de elasticidad del material y el término (f) o factor de forma, se puede calcular para tubos de pared gruesa como sigue:

El momento limite para cualquier tubo esta dado por:

$$M_L = 4 * S_Y * e * r_m^2$$

$$r_m = \frac{r_e + r_i}{2}$$

$$M_L = 4 * S_Y * e * \left(\frac{r_e + r_i}{2} \right)^2$$

$$M_L = S_Y * e * (r_e + r_i)^2$$

Y el momento de fluencia para cualquier tubo es dado por:

$$M_y = \frac{\pi}{4r_e} (r_e^4 - r_i^4) S_y$$

$$M_y = \frac{\pi}{4r_e} (r_e^2 + r_i^2) (r_e^2 - r_i^2) S_y$$

$$M_y = \frac{\pi}{4r_e} (r_e^2 + r_i^2) (r_e + r_i) (r_e - r_i) S_y$$

Ahora el factor de forma (f), está definido como la razón entre el momento límite y el momento de fluencia, por tanto tenemos:

$$f = \frac{M_L}{M_y}$$

Sustituyendo las expresiones encontradas para (M_L) y (M_y), tendremos:

$$f = \frac{S_y * e * (r_e + r_i)^2}{\frac{\pi}{4r_e} (r_e^2 + r_i^2) (r_e + r_i) (r_e - r_i) S_y}$$

$$e = (r_e - r_i)$$

$$f = \frac{(r_e + r_i)}{\frac{\pi}{4r_e} (r_e^2 + r_i^2)}$$

$$f = \frac{4r_e(r_e + r_i)}{\pi(r_e^2 + r_i^2)} \quad (3.6)$$

Es el valor numérico de forma en tubos de pared gruesa, en función del espesor y del radio exterior.

En el anexo F se muestra el radio de curvatura medio final necesario para obtener un ángulo y radio de doblado especificados.

CAPITULO IV

4 DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS

4.1 CRITERIOS BÁSICOS PARA EL DISEÑO

Para el diseñar y seleccionar los elementos de los sistemas que intervienen en la prensa hidráulica se considera a la carga P como un parámetro fundamental, misma carga que va a ser transmitida por el gato hidráulico a la matriz de doblado, y cuyo valor tomamos como:

$$P = 100,000 \text{ [Kg.]} = 1000 \text{ [KN]} \text{ (Ver anexo B)}$$

Se considera que la carga P es puntual, estática y localizada en el extremo de la matriz acoplada al vástago del gato, producto de la presión hidráulica que ejerce la bomba sobre el aceite en el cilindro.

El diseño de los elementos mecánicos de la prensa están basados en las siguientes exigencias de cálculo[§]:

TENSION: $0.45 S_Y \leq [\sigma_{adm}] \leq 0.6 S_Y$

CORTE: $[\tau_{adm}] \leq 0.6 S_Y$

FLEXION: $0.6 S_Y \leq [\sigma_{adm}] \leq 0.75 S_Y$

APLASTAMIENTO: $[\sigma_{adm}] \leq 0.9 S_Y$

[§]SHIGLEY JOSEPH, Diseño en Ingeniería Mecánica, Sexta Edición , Editorial McGraw Hill, México, 1985, pag. 13

4.1.1 ESQUEMA GENERAL DE LA PRENSA HIDRÁULICA PARA DOBLADO DE TUBERÍA METÁLICA DE PARED GRUESA; COMPONENTES Y ADITAMENTOS

La figura N°. 4.1 corresponde a una prensa hidráulica con matriz para doblado de tubería.

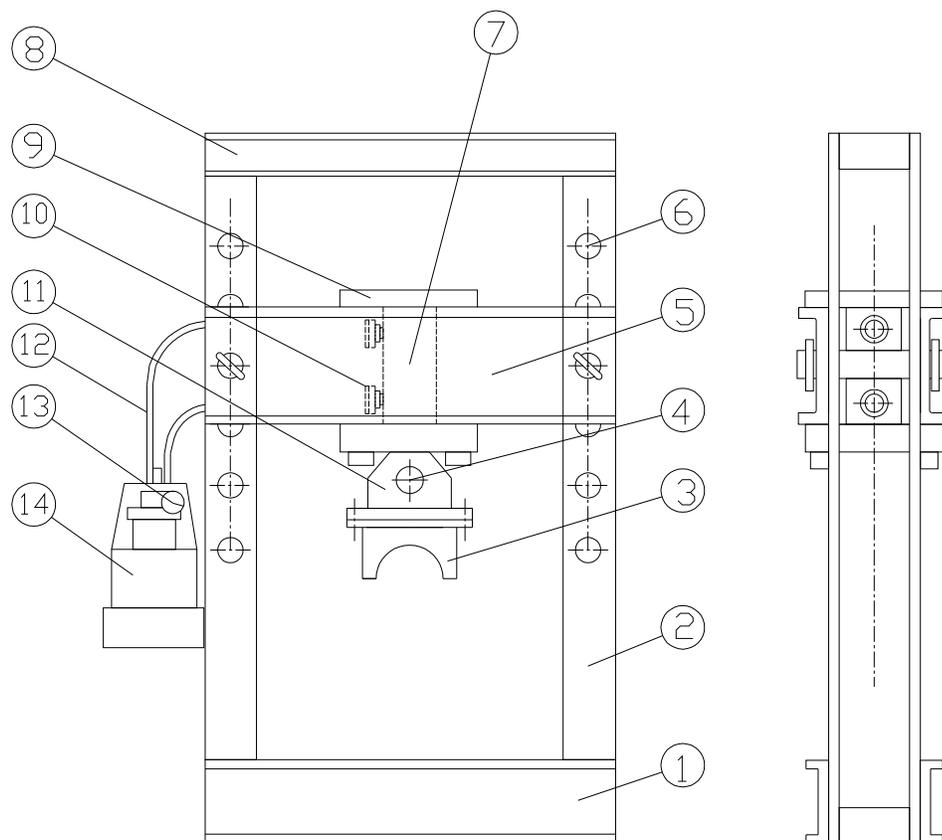


FIGURA 4-1 Esquema General de una Prensa Hidráulica: 1 Bastidor, 2 Columnas, 3 Matriz, 4 Pin (pasador), 5 Viga principal, 6 Agujero posicionador, 7 Cilindro hidráulico, 8 Viga fija, 9 Contratapa, 10 Conexión (sistema hidráulico), 11 Porta matriz, 12 Mangueras (Cañerías del sistema hidráulico), 13 Manómetro, 14 Motor y bomba hidráulica

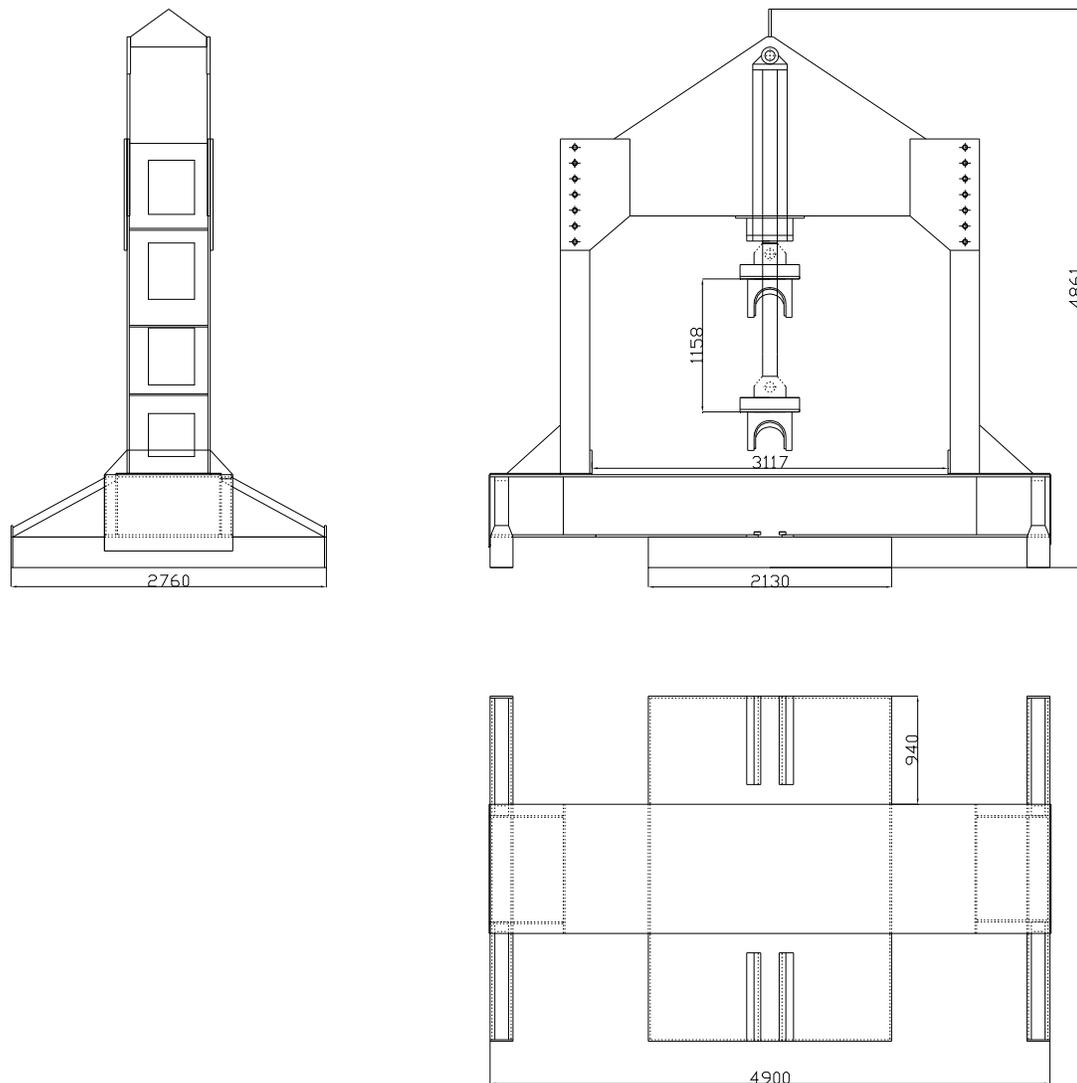


FIGURA 4-2 Especificaciones Generales de la Prensa Hidráulica.

4.2 DISEÑO DE LA VIGA PRINCIPAL

La viga principal es el elemento horizontal que soporta al cilindro hidráulico y que va emperrada a las columnas de la prensa. Este elemento es una placa de sección rectangular de acero estructural ASTM-36. La viga trabaja a esfuerzos de flexión los mismos que son mayores en el centro y en los extremos de la viga de la viga. La viga debe poseer una longitud de (3668 mm.), para que se pueda maniobrar con facilidad debajo de ella y en el interior de la prensa.

Para el cálculo de la viga se ha partido de datos geométricos como la longitud, y espesor de la viga (25.4 mm.), también de las propiedades del material del cual se desea fabricarla y por supuesto de la carga máxima de trabajo de la prensa (1000 KN); que son nuestras restricciones de diseño. Se debe indicar que la viga no debe flejar más de un milímetro con la máxima carga del pistón hidráulico.

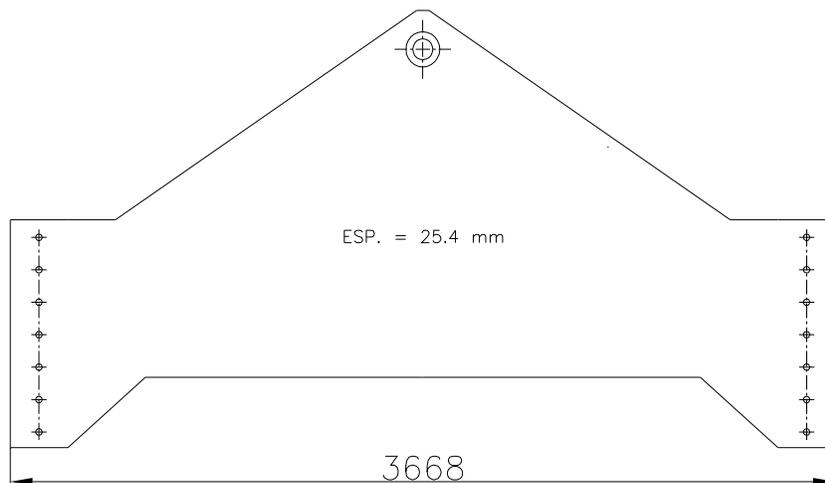
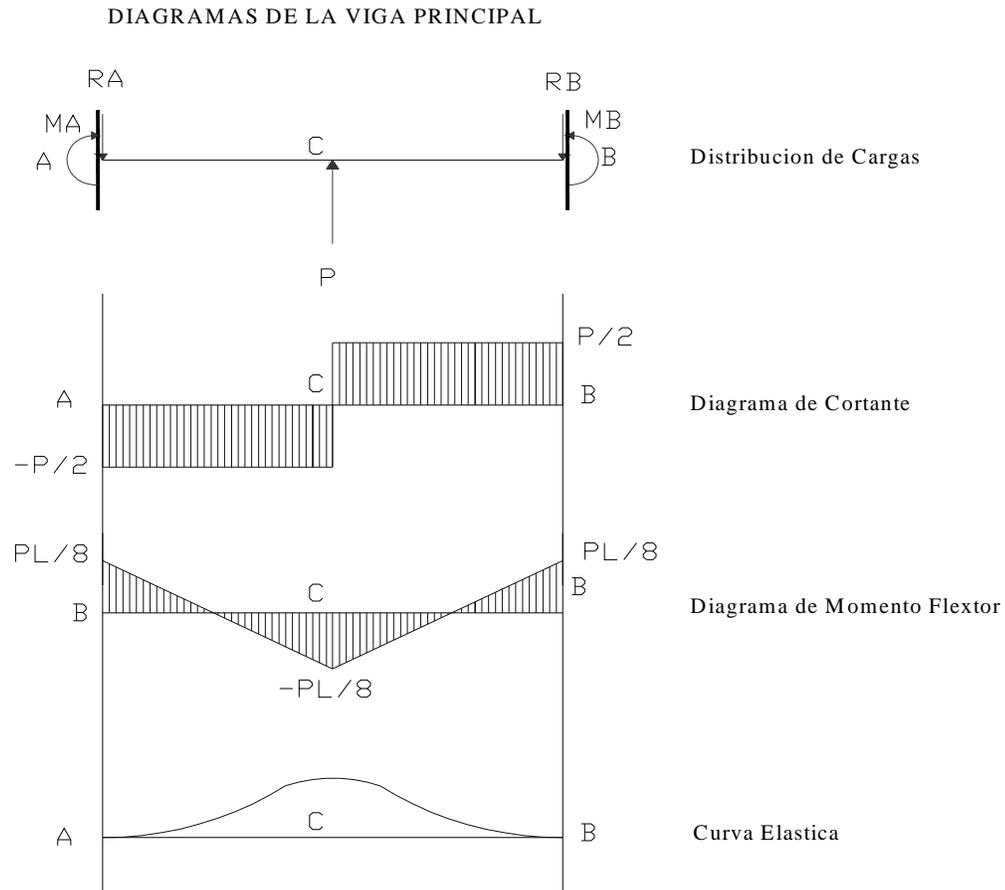


FIGURA 4-3 Especificaciones Generales de la Viga Principal.

4.2.1 CALCULO DE LA VIGA PRINCIPAL

La viga principal al ser empernada a las columnas de la prensa puede soportar momentos flectores en la unión por lo que se ha considerado para el cálculo, una viga empotrada en los extremos con carga central simétrica; estas suposiciones se las hace para simplificar el cálculo sabiendo que no están muy alejadas de la realidad. Por lo tanto el Diagrama de distribución de carga es como el que se muestra en la figura 4.4.



El esfuerzo máximo para una viga sometida a flexión se define como:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max} C}{I} = \frac{M_{\max}}{\frac{I}{C}} = \frac{M_{\max}}{S}$$

Donde:

I , es la inercia de la sección. En una sección rectangular es:

$$I = \frac{bh^3}{12}$$

C, es la distancia desde la fibra neutra a la fibra mas alejada de la sección.
En una sección rectangular es:

$$C = \frac{h}{2}$$

S, es el modulo de resistencia de la sección o simplemente modulo de sección. En una sección rectangular es:

$$S = \frac{I}{C} = \frac{bh^2}{6}$$

Entonces el esfuerzo máximo en la sección será:

$$\sigma_{\max} = \frac{6M_{\max}}{bh^2}$$

Además el esfuerzo máximo esta ubicado en el centro de la viga y es:

$$M_{\max} = \frac{PL}{8}$$

Reemplazando en el esfuerzo máximo se obtiene:

$$\sigma_{\max} = \frac{3PL}{4bh^2}$$

Además este esfuerzo máximo debe ser igual al esfuerzo admisible $[\sigma_{adm}]$, dividido para un factor de seguridad de diseño. Por lo que se obtiene:

$$\sigma_{\max} = \frac{[\sigma_{adm}]}{FS}$$

Donde:

σ_{\max} = Esfuerzo máximo

$[\sigma_{adm}]$ = Esfuerzo admisible

FS = Factor de seguridad

El esfuerzo admisible para la flexión es de 0.75 veces el esfuerzo de fluencia $[S_y]$.

$$[\sigma_{adm}] = 0.75 S_y$$

Igualando se obtiene:

$$\frac{0.75 S_y}{FS} = \frac{3PL}{4bh^2}$$

$h = 970$ [mm]

FS = 3.3

Con la ayuda de una hoja de cálculo de Microsoft Excel se calcula el factor de seguridad, ingresando valores de altura h de prueba. Hasta obtener un FS aceptable. Ver Anexo E

4.3 DISEÑO DE LAS COLUMNAS

Las columnas son los elementos verticales, fijos al bastidor de la prensa y empernadas a la viga principal. Estos elementos son iguales y de sección tubular rectangular formados por placas de acero estructural ASTM A36.

Las dos columnas soportan esfuerzos de tracción y flexión (debido al brazo de la fuerza), transferidos por el vástago a la viga principal y luego a través de los pernos a las mismas. Las columnas deben poseer una longitud de 2910 mm., para permitir el recorrido del vástago, tener holgura para el montaje y maniobrabilidad de la tubería en el trabajo.

Para el cálculo de la columna se ha partido de datos geométricos como la longitud, y el espesor de las planchas (19 mm.), el ancho de las columnas que permitan alojar al gato y perfiles de la celosía de armado de viga, por lo que se tiene un ancho de 728 mm, también de las propiedades del material del cual se desea fabricarla y por supuesto de la carga máxima de trabajo de la prensa (1000 KN); estas son nuestras restricciones de diseño.

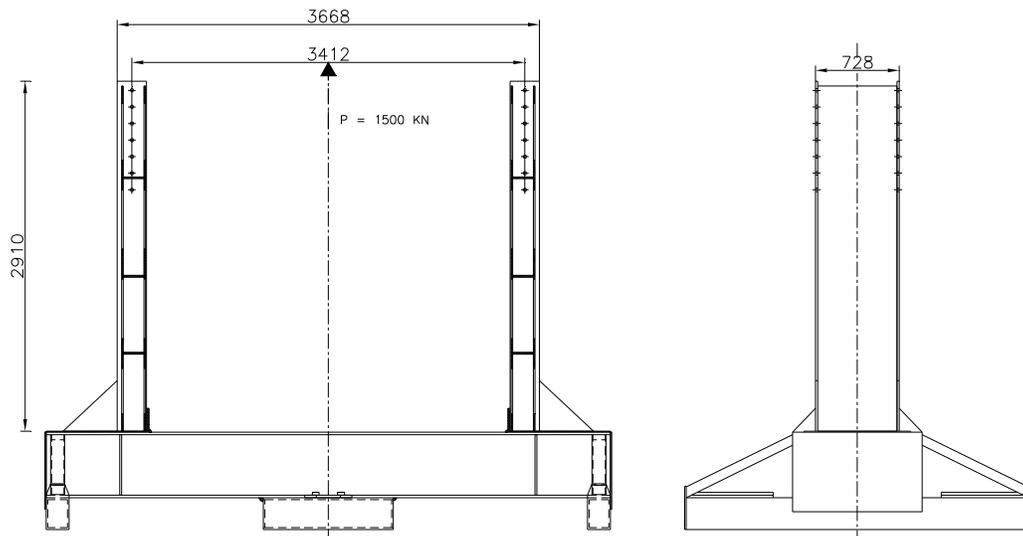


FIGURA 4-5 Esquema de las Columnas de la Prensa Hidráulica.

4.3.1 CALCULO DE LA COLUMNA

La columna al estar soldada al bastidor de la prensa puede soportar esfuerzos de tracción y un momento flector concentrado en el extremo superior por lo que se ha considerado para el cálculo, una columna empotrada en la parte inferior con carga central simétrica (esfuerzo de tracción).

El Diagrama de distribución de carga es como el que se muestra en la figura 4.6.

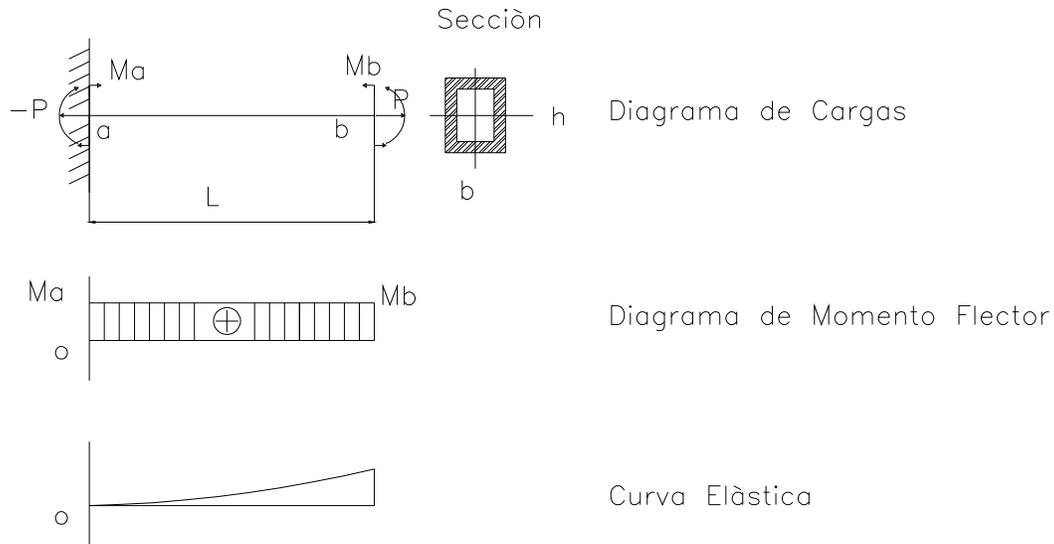


FIGURA 4-6 Diagrama de Distribución de carga, Momento Flector y Curva Elástica.

La columna se encuentra sometida a esfuerzos combinados de tracción y flexión. El esfuerzo resultante es igual a la suma de los esfuerzos de tracción y flexión.

El esfuerzo de tracción viene dado por:

$$\sigma_{trac} = \frac{P}{A}$$

Donde:

- P = Carga axial (tracción)
 A = Área de la sección transversal
 σ_{trac} = Esfuerzo de tracción

El esfuerzo debido al momento flector concentrado viene dado por:

$$\sigma_{flex} = \frac{M * C}{I} = \frac{M}{\frac{I}{C}} = \frac{M}{S}$$

Donde:

- I = Inercia de la sección.
 C = Distancia desde la fibra neutra a la fibra mas alejada de la sección
 S = Modulo de sección
 M = Momento Flector
 σ_{flex} = Esfuerzo debido al momento flector

En una sección tubular rectangular es:

$$C = \frac{h}{2}$$

Entonces el esfuerzo combinado en la sección será:

$$\sigma = \frac{P}{A} \pm \frac{M}{S}$$

Por tanto los esfuerzos principales máximo y mínimo en la sección corresponden a las fibras sometidas a tracción y compresión respectivamente. Los cuales son:

$$\sigma_{\max} = +\frac{P}{A} + \frac{M}{S}$$

$$\sigma_{\min} = +\frac{P}{A} - \frac{M}{S}$$

$$[\sigma_{Adm}] \leq \sigma_{\max}$$

$$\frac{[\sigma_{Adm}]}{FS} = \sigma_{\max}$$

$$FS = \frac{[\sigma_{Adm}]}{\sigma_{\max}}$$

Cálculos:

$$\begin{aligned}
 P &= 5000 \text{ [N]} \\
 A &= 276.7 \text{ [cm}^2\text{]} \\
 \sigma_{trac} &= 1.81 \text{ [KN/cm}^2\text{]} \\
 I &= 22186.1 \text{ [cm}^4\text{]} \\
 C &= 11.83 \text{ [cm]} \\
 S &= 1875.9 \text{ [cm}^3\text{]} \\
 M &= 42650 \text{ [KN*cm]} \\
 \sigma_{flex} &= 22.74 \text{ [KN/cm}^2\text{]} \\
 S_y = [\sigma_{adm}] &= 24.80 \text{ [KN/cm}^2\text{]} \text{ (ASTM A36)} \\
 \sigma_{max} &= 24.54 \text{ [KN/cm}^2\text{]} \\
 F_S &= 1.01
 \end{aligned}$$

4.4 DISEÑO DE LA JUNTA EMPERNADA (VIGA-COLUMNA)

Los sujetadores roscados (pernos) poseen una sorprendente diversidad y tienen detalles de diseño que prueban el ingenio de los técnicos. Muchos sujetadores deben diseñarse para que su ensamble sea rápido y de bajo costo, a fin de facilitar el montaje de las máquinas, es por esto que los ingenieros deben conocer los factores generales que puedan determinar su adecuada selección.

4.4.1 ESFUERZOS ESTÁTICOS EN PERNOS

Primero consideramos por separado los diversos esfuerzos a que están sujetos estos elementos roscados.

4.4.2 APRIETE Y TENSION INICIAL EN PERNOS**

Idealmente los pernos se deberían apretar hasta producir una fuerza de tensión inicial F_i , cercana a la carga de prueba total, la cual se define como la

** JUVINALL ROBER, Fundamentos de Diseño para Ingeniería Mecánica, Ed. Limusa, 1ra. Edición, México, 1991, pag. 338.

máxima fuerza de tensión que no produce un asentamiento permanente medible con métodos comunes; esta carga es un poco menor que la fuerza a la tensión que produce un alargamiento permanente de 0.2% en una prueba estándar de tracción para determinar el S_y . Entonces la tensión inicial se calcula según la formula.

$$F_i = k_i A_t S_p$$

Donde:

k_i , es una constante que varía por lo general entre 0.75 y 1.0, para un uso que implican cargas estáticas se hace $k_i = 0.9$.

A_t , es el área de esfuerzo de tensión de la cuerda (ver tablas 4.1 y 4.2).

S_p , es la carga de prueba del material (ver tablas 4.3 y 4.4).

TABLA 4-1 Dimensiones básicas de roscas unificadas para tornillos^{††}

Tamaño	Roscas bastas UNC				Roscas de paso fino UNF		
	Diám. mayor <i>d</i> (pulg.)	Hilos por pulgada	Diám. menor rosca ext. <i>dr</i> (pulg.)	Área de esfuerzo a la tensión <i>A_t</i> (pulg ²)	Hilos por pulgada	Diám. menor rosca ext. <i>dr</i> (pulg.)	Área de esfuerzo a la tensión <i>A_t</i> (pulg ²)
9/16	0,5625	12	0,4603	0,182	18	0,4943	0,203
5/8	0,6250	11	0,5135	0,226	18	0,5568	0,256
¾	0,7500	10	0,6273	0,334	16	0,6733	0,373
7/8	0,8750	9	0,7387	0,462	14	0,7874	0,509
1	1,0000	8	0,8466	0,606	12	0,8978	0,663
1 1/8	1,1250	7	0,9497	0,763	12	1,0228	0,856
1 1/4	1,2500	7	1,0747	0,969	12	1,1478	1,073
1 3/8	1,3750	6	1,1705	1,155	12	1,2728	1,315
1 1/2	1,5000	6	1,2955	1,405	12	1,3978	1,581

Nota: Véase norma ANSI B1.1-1974 para detalles completos. Las roscas unificadas están especificadas como “1/2 pulg. – 13UNC”, “1 pulg. – 12 UNF”

^{††} JUVINALL ROBER, Fundamentos de Diseño para Ingeniería Mecánica, Ed. Limusa, 1ra. Edición, México, 1991, pag. 314.

^{††} JUVINALL ROBER, Fundamentos de Diseño para Ingeniería Mecánica, Ed. Limusa, 1ra. Edición, México, 1991, pag. 315

TABLA 4-2 Dimensiones básicas de roscas métricas ISO para tornillos^{††}

Diámetro nominal d (mm)	Roscas de paso basto		Roscas de paso fino	
	Paso p (mm)	Área de esfuerzo A_r (mm ²)	Paso p (mm)	Área de esfuerzo A_r (mm ²)
3	0,5	5,03		
3,5	0,6	6,78		
4	0,7	8,78		
5	0,8	14,2		
6	1	20,1		
7	1	28,9		
8	1,25	36,6	1	39,2
10	1,5	58	1,25	61,2
12	1,75	84,3	1,25	92,1
14	2	115	1,5	125
16	2	157	1,5	167
18	2,5	192	1,5	216
20	2,5	245	1,5	272
22	2,5	303	1,5	333
24	3	353	2	384
27	3	459	2	496
30	3,5	561	2	621
33	3,5	694	2	761
36	4	817	3	865
39	4	976	3	1030

Nota: Las roscas métricas se identifican con el diámetro y el paso como “M8 x 1.25”

TABLA 4-3 Especificaciones para el acero usado en tornillos y pernos de las series en pulgadas^{§§}

Clase SAE	Diámetro d (pulg.)	Carga de prueba (Resistencia) ^a S_p (Klb/pulg ²)	Resistencia a la cedencia S_y (Klb/pulg ²)	Resistencia a la tensión S_u (Klb/pulg ²)	Alargamiento mínimo (%)	Reducción mínima del área (%)	Dureza Rockwell del núcleo	
							Min.	Máx.
1	¼ a 1 ½	33	36	60	18	35	B70	B100
2	¼ a ¾	55	57	74	18	---	B80	B100
2	¾ a 1 ½	33	36	60	18	---	B70	B100
5	¼ a 1	85	92	120	14	35	C25	C34
5	1 a 1 ½	74	81	105	14	---	C19	C30
5.2	¼ a 1	85	92	120	14	35	C26	C36
7	¼ a 1 ½	105	115	133	12	---	C28	C34
8	¼ a 1 ½	120	130	150	12	35	C33	C39

§§ JUVINALL ROBER, Fundamentos de Diseño para Ingeniería Mecánica, Ed. Limusa, 1ra. Edición, México, 1991, pag. 336.

TABLA 4-4 Especificaciones para el acero usado en tornillos y pernos de las series en milímetros^{***}

Clase SAE	Diámetro d (mm)	Carga de prueba (Resistencia) ^a S _p (MPa)	Resistencia a la cedencia S _y (MPa)	Resistencia a la tensión S _a (MPa)	Alargamiento mínimo (%)	Reducción mínima del área	Dureza Rockwell del núcleo	
							Min.	Máx.
4.6	de 5 hasta 36	225	240	400	22	35	B67	B87
4.8	de 1.6 a 16	310	---	420	---	---	B71	B87
5.8	de 5 a 24	380	---	520	---	---	B82	B95
8.8	de 17 a 36	600	660	830	12	35	C23	C34
9.8	de 1.6 a 16	650	---	900	---	---	C27	C36
10.9	de 6 a 36	830	940	1040	9	35	C33	C39
12.9	de 1.6 a 36	970	1100	1220	8	35	C38	C44

Entonces se tiene que:

$$F_i = 0.9A_t S_p$$

Una tensión inicial se justifica de acuerdo a los siguientes criterios:

- Mientras mas alta sea la carga inicial es menos probables que se separen las partes o placas unidas.
- Para cargas altas que tienden a partir el perno por cortante, una tensión inicial alta genera fuerzas de rozamiento altas que resisten el movimiento relativo de las placas y como consecuencia ayuda a reducir el cortante en el cuerpo del perno.

Otro factor a tomar en cuenta es el hecho que en el apriete del perno se imparte un esfuerzo torsional junto con el esfuerzo inicial de tensión, el mismo que provoca que durante el uso inicial de la junta el perno se desatornille muy ligeramente disipando así toda o casi toda esta torsión inicial.

Antagónicamente mientras mas alta es la tensión inicial mayor será la fuerza de rozamiento a vencer entre los hilos de la tuerca y el perno para que ocurra deslizamiento entre ellas y por ende un aflojamiento alto.

^{***} JUVINALL ROBER, Fundamentos de Diseño para Ingeniería Mecánica, Ed. Limusa, 1ra. Edición, México, 1991, pag. 337.

Además se deben tener en cuenta otras consideraciones importantes:

- Cuanto mayor sea el ángulo de la hélice (mientras más grande sea la pendiente del plano inclinado de la rosca), mayor será la tendencia al aflojamiento. Por esto las cuerdas con mayor paso tienden a aflojarse con mayor facilidad que las cuerdas con paso fino.
- Mientras mayor sea el apriete inicial, mayor será la fuerza de fricción que debe vencerse par iniciar el aflojamiento.
- Las superficies sujetas a presión suave tienden a favorecer la presencia del flujo plástico ligero que disminuye la tensión inicial de apriete, permitiendo así el aflojamiento.
- Los tratamientos en las superficies y las condiciones que tienden a aumentar el coeficiente de fricción aumentan la resistencia al aflojamiento.
- Tomando un coeficiente de fricción de $f=0.2$ como un valor promedio aproximado entre la cara de contacto de la rosca del perno y la tuerca de apriete se obtiene la ecuación para tornillos de cuerda estándar:^{†††}

$$T = 0.2 * F_i * d$$

^{†††} JUVINALL ROBER, Fundamentos de Diseño para Ingeniería Mecánica, Ed. Limusa, 1ra. Edición, México, 1991, pag. 340.

4.4.3 FUERZA CORTANTE DIRECTA^{***}

Se entiende por la aplicación de fuerzas iguales y opuestas que sean casi colineales, con lo que el material entre estas experimente un esfuerzo cortante, flexionándose mínimamente.

Si no se considera la fricción en la superficie de contacto entre las placas, la sección transversal del perno experimenta esfuerzo cortante directo de *valor promedio*.

$$\tau = \frac{P}{A}$$

La carga de cortante se soporta por la fricción entre los elementos y se asegura mediante la acción de sujeción entre los pernos.

Para el análisis de una unión a cortante es importante la ubicación del centro del movimiento relativo de los elementos. El punto O representa el centroide del grupo de pernos de la placa de sujeción en la que los siete pernos tienen el mismo diámetro.

La carga total tomada por cada perno se calcula en tres pasos:

- En el primer paso la carga cortante V se divide entre el número de pernos, de manera que en cada perno $F' = V / n$, donde n se refiere al número de pernos en el grupo y la fuerza F' se llama CARGA DIRECTA O CORTANTE PRIMARIO. Las cargas directas F' se muestran como vectores en el diagrama de carga de la figura [
- El segundo paso es la CARGA DEL MOMENTO O CORTANTE SECUNDARIO, que se define como la carga adicional sobre cada perno debido al momento M . Si $r_A, r_B, r_C, r_D, r_E, r_F, r_G$, son las distancias

^{***} SHIGLEY JOSEPH, Diseño en Ingeniería Mecánica, Cuarta Edición, Editorial McGraw Hill, México, 1985, pag. 417.

radiales desde el centroide hasta el centro de cada perno, el momento y la carga de momento están relacionadas como sigue:

$$M = F''_A r_A + F''_B r_B + F''_C r_C + F''_D r_D + F''_E r_E + F''_F r_F + F''_G r_G$$

Donde F'' representa la carga del momento. La fuerza tomada por cada perno depende de su distancia radial desde el centroide; es decir, el perno más alejado del centroide toma la carga mayor, en tanto que el más cercano toma la menor:

$$\frac{F''_A}{r_A} = \frac{F''_B}{r_B} = \frac{F''_C}{r_C} = \frac{F''_D}{r_D} = \frac{F''_E}{r_E} = \frac{F''_F}{r_F} = \frac{F''_G}{r_G}$$

Resolviendo las ecuaciones anteriores se tiene:

$$F''_n = \frac{Mr_n}{r_A^2 + r_B^2 + r_C^2 + r_D^2 + r_E^2 + r_F^2 + r_G^2}$$

Donde el subíndice n se refiere al perno particular cuya carga se va a determinar. Las cargas de los momentos también se muestran como vectores en el diagrama de carga.

- En el tercer paso las cargas directa y del momento se suman en forma vectorial para obtener la carga resultante en cada perno. Como todos los pernos son del mismo diámetro únicamente se necesita considerar el perno que tiene la máxima carga.
- En el cuarto paso se utiliza el valor de la carga resultante máxima para la selección del perno mediante el calculo del cortante transmitido por fricción.

4.4.4 SELECIÓN DE PERNOS SUPONIENDO CORTANTE TRANSMITIDO POR FRICCIÓN.

La viga esta empernada a la columna, figura 4.7, y para el cálculo se aproxima esta configuración a una viga empotrada en sus extremos debido a que los pernos absorben momento flector y el movimiento de la viga esta totalmente restringida en las tres direcciones de los ejes de coordenadas cartesianas (figura 4.8).

La distribución de los pernos escogida para el calculo es una distribución radial, debido a la limitación de espacio en el ancho de la columna.

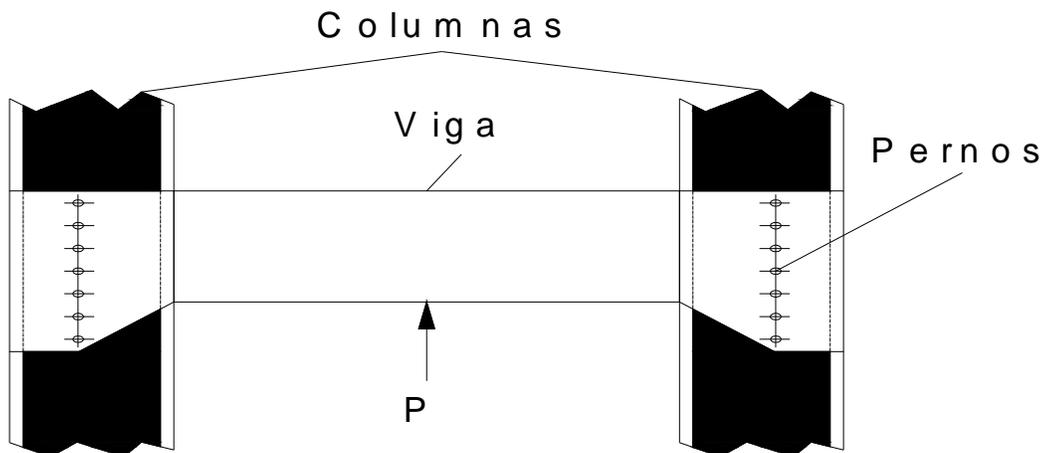


FIGURA 4-7 Esquema de la viga empernada en ambos extremos

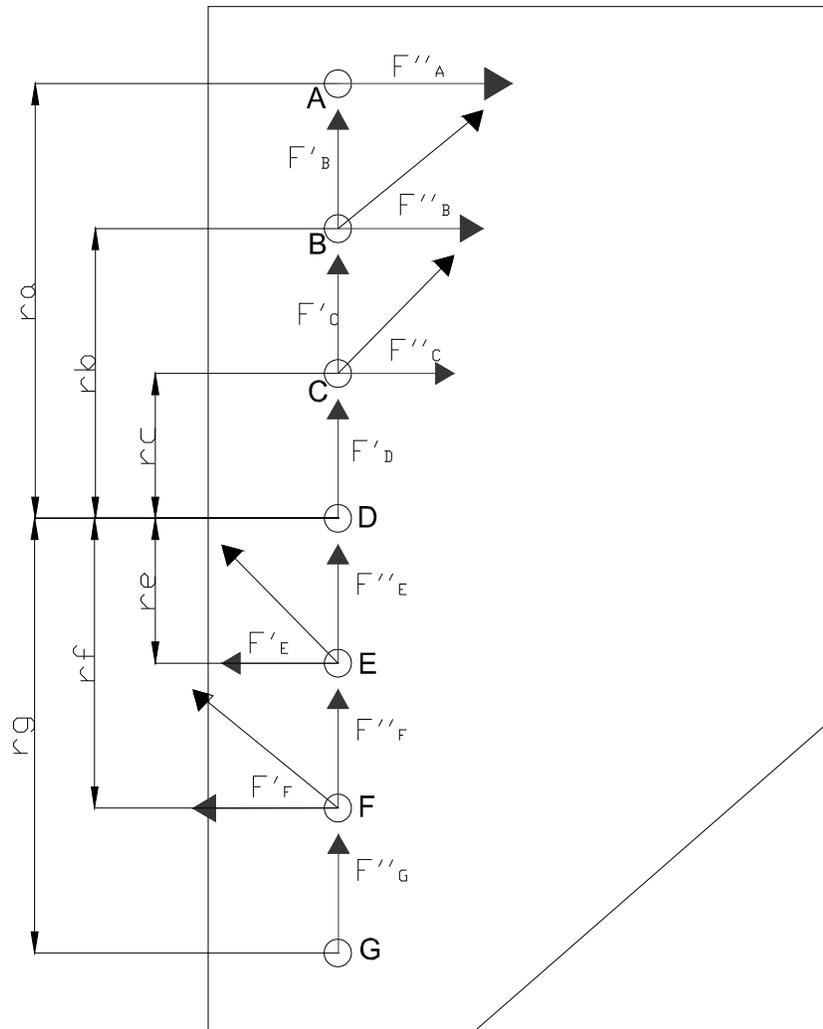


FIGURA 4-8 Esquema del grupo de pernos que indica las fuerzas cortantes primarias y secundarias

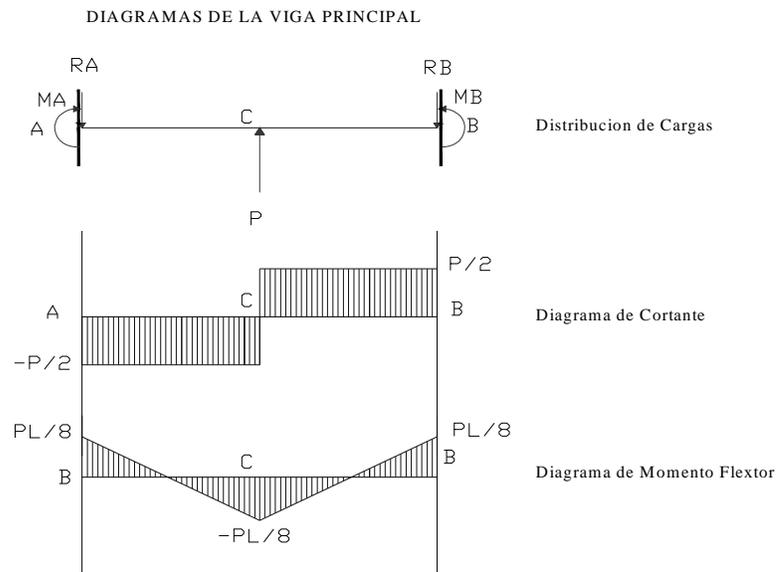


FIGURA 4-9 Diagrama de Cargas en la Viga.

Datos:

$$Q = 50000 \text{ [Kg]} = 5000 \text{ [N]}$$

$$L = r = 3.412 \text{ [m]}$$

$$N = 2$$

$$P = F \cdot N = 10000 \text{ [N]}$$

$$R_a = V_a = -5000 \text{ [N]}$$

$$R_b = V_b = 5000 \text{ [N]}$$

$$M_a = M_b = M = P \cdot L / 8 = 4265 \text{ [Nm]}$$

$$M_{\max} = 4265 \text{ [Nm]}$$

$$n = 7 \text{ [pernos]}$$

$$F' = V/n = 7142.86 \text{ [N]}$$

$$F_A'' = \frac{M \cdot r_A}{r_A^2 + r_B^2 + r_C^2 + r_D^2 + r_E^2 + r_F^2 + r_G^2}$$

$$r_A = 0.411 \text{ [m]}$$

$$F_A'' = F_G'' = 3335.51 \text{ [N]}$$

$$F = \sqrt{(F')^2 + (F_A'')^2}$$

$$F = 3411.13 \text{ [N]}$$

$$A_t = F/S_p$$

DONDE:

Q = Fuerza aplicada

P1 = Fuerza en cada placa

V = Reacción del cortante v

F, = Fuerza cortante primaria

n = Numero de pernos

r = Distancia radial al centroide (m)

rA = Distancia radial al perno a (m)

rB = Distancia radial al perno b

rC = Distancia radial al perno c

rD = Distancia radial al perno d(centroide)

rE = Distancia radial al perno e

rF = Distancia radial al perno f

rG = Distancia radial al perno g

M = Momento (n*m)

F"n = Fuerza de momento o cortante secundaria

F"A = Fuerza de momento o cortante secundaria

F"B = Fuerza de momento o cortante secundaria

F"C = Fuerza de momento o cortante secundaria

F^D	=	Fuerza de momento o cortante secundaria
F^E	=	Fuerza de momento o cortante secundaria
F^F	=	Fuerza de momento o cortante secundaria
F^G	=	Fuerza de momento o cortante secundaria
F	=	Carga de corte máxima
AS	=	Área del esfuerzo cortante
d	=	Diámetro propuesto del perno
τ	=	Esfuerzo de corte
S_y	=	Resistencia a la fluencia
$[\tau_{adm}]$	=	Resistencia al corte admisible
FS	=	Factor de seguridad
F_i	=	Fuerza de tensión inicial
A_t	=	Área de esfuerzo a tensión de la cuerda
S_p	=	Carga de prueba del material

S_p , Depende de las características mecánicas del material del perno. Se escoge el perno SAE grado 8. Para el cual el $S_p = 120$ [Kpsi] = 5444,65 [N/pulg²]. Ver tabla 4.3

$$A_t = F/S_p = 0.6265[\text{pulg}^2] = 404.2 [\text{mm}^2]$$

Con el valor de A_t se selecciona en la tabla 10.2 el valor correspondiente al diámetro del perno requerido.

Mediante una interpolación se determina que el valor del diámetro del perno buscado es:

TABLA 4.5 Interpolación: Dimensiones de roscas métricas ISO para tornillos

Diámetro Nominal d [mm]	Área de Esfuerzo A _t [mm ²]
X	Y
X ₁ = 24	Y ₁ = 353
X ₂	Y ₂ = 404
X ₃ = 27	Y ₃ = 459

Cálculo por Interpolación:

La pendiente (m) de la recta que pasa por dos puntos es:

$$m = \frac{y_3 - y_1}{x_3 - x_1} = \frac{459 - 353}{27 - 24} = 35.33$$

$$m = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} = \frac{404 - 353}{x_2 - 24}$$

$$x_2 = \frac{51}{35.33} + 24 = 25.4[\text{mm}]$$

Entonces el diámetro del perno grado 8 es de 25.4 mm. (1 pulgada).

Calculo de Tensión Inicial.

$$F_i = 0.9 * A_t * S_p$$

$$F_i = 0.9 * (0.663)[\text{pulg}^2] * (120)[\text{Kpsi}]$$

$$F_i = 71604[\text{lb}] = 3248.82[\text{N}]$$

Cálculo del Par de Torsión de Apriete de los Pernos (T):

$$T = 0.2 * F_i * d$$

$$T = 0.2 * (3248.82)[N] * (25.4)[mm]$$

$$T = 16.5[Nm]$$

Calculo de la Fuerza de Fricción-Cortante Disponible (Fr):

$$Fr = (n) * F_i * f$$

$$Fr = (7) * (3248.82)[N] * (0.4)$$

$$Fr = 9096.7[N]$$

Este valor representa un margen de seguridad alto con respecto a la sobrecarga supuesta ($2*Q = 10000 [N]$). Debido a que la fuerza de fricción es mucho mayor que el cortante máximo en los pernos se garantiza que los pernos trabajan eficientemente y no están sometidos a esfuerzo cortante.

4.5 DISEÑO DEL BASTIDOR DE LA PRENSA

4.5.1 DISEÑO DEL BASTIDOR A LO LARGO DEL PORTICO DE LA PRENSA

Para el diseño se ha partido de un bastidor tipo cajón, el cual se ha dividido en dos partes para el cálculo.

Primeramente el sentido longitudinal del cajón que forma la estructura a la que se le denomina bastidor y que soporta las cargas debidas al apoyo de las columnas del pórtico, las cuales transmiten las reacciones opuestas a la carga central de la prensa. Es por esto que para calcular el bastidor se propone diseñarla como una viga tipo cajón sujeta en cantiliver, determinándose así el esfuerzo máximo que soporta el bastidor:

Las fuerzas aplicadas se determinan realizando sumatoria de fuerzas y momentos y además se realizan las siguientes consideraciones.

Carga Aplicada

$$P = 50000 \text{ [kg]}$$

Longitud de la Viga

$$L = 1700 \text{ [mm]}$$

Sumatorio de Fuerzas

$$\sum F_y = 0$$

$$R = P = 50000 \text{ [kg]}$$

$$\sum M = 0$$

$$M = P \cdot L = 85000 \text{ [kg} \cdot \text{m]}$$

$$M_{\max} = 85000 \text{ [kg} \cdot \text{m]}$$

Luego se parte de una sección transversal impuesta para calcular la sección crítica y evaluar si la sección antes escogida pasa el diseño por esfuerzos admisibles, caso contrario se varía la sección.

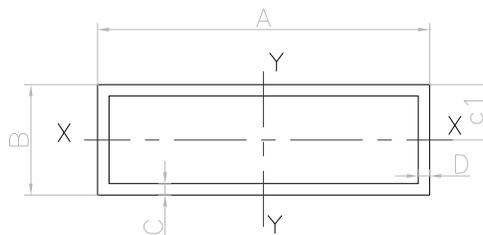


FIGURA 4-10 Sección Transversal del Bastidor a lo Largo de las Columnas.

DATOS DE LA SECCION IMPUESTA:

$$A = 1128 \text{ [mm]}$$

$$B = 544 \text{ [mm]}$$

$$C = 20 \text{ [mm]}$$

$$D = 15 \text{ [mm]}$$

4.5.1.1 Cálculos y Resultados:

ESFUERZO MÁXIMO

Esfuerzo máximo = σ_{\max}

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max} C}{I}$$

$$\sigma_{\max} = 676,26 \text{ [kg/cm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{\max} \leq \sigma_{\text{material}}$$

MATERIAL: ASTM A-36

Esfuerzo de Fluencia

$$S_y = 2531 \text{ [kg/cm}^2\text{]}$$

Esfuerzo material

$$\sigma_{\text{mat}} = S_y / FS$$

Factor de seguridad

$$FS = S_y / \sigma_{\text{mat}}$$

$$FS = 3,74$$

4.5.2 DISEÑO DEL BASTIDOR A LO LARGO DE LOS APOYOS DE TUBERIA

Ahora se toma el sentido en la dirección de los apoyos que sostienen la tubería y que van soportados por la base transversal que constituye el bastidor, estos apoyos transmiten las reacciones opuestas a la carga del gato en la prensa.

Por tanto se calcula el bastidor como una viga tipo cajón sujeta en cantiliver, determinándose así el esfuerzo máximo que soporta el bastidor:

Las fuerzas aplicadas se determinan realizando sumatoria de fuerzas y momentos y además se realizan las siguientes consideraciones.

Carga Aplicada

$$P = 50000 \text{ kg}$$

Longitud de la Viga

$$L = 936 \text{ mm}$$

Sudatorio de Fuerzas

$$\sum F_y = 0$$

$$R - P = 0$$

$$R = P = 50000 \text{ kg}$$

$$\sum M = 0$$

$$M - P \cdot L = 0$$

$$M = P \cdot L = 46800 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

$$M_{\text{max}} = 46800 \text{ kg} \cdot \text{m}$$

Luego se parte de una sección transversal impuesta para calcular la sección crítica y evaluar si la sección antes escogida pasa el diseño por esfuerzos admisibles, caso contrario se varía la sección.

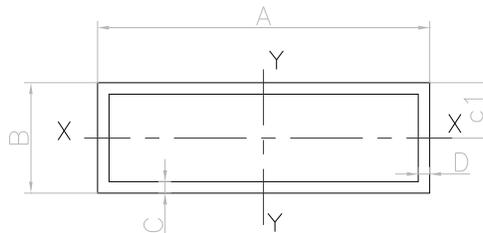


FIGURA 4-11 Sección Transversal del Bastidor a lo Largo de los Apoyos de la Tubería.

DATOS:

$$A = 1130 \quad \text{mm}$$

$$B = 265 \quad \text{mm}$$

$$C = 15 \quad \text{mm}$$

D = 15 mm

4.5.2.1 Cálculos y Resultados

ESFUERZO MÁXIMO

σ_{\max} = Esfuerzo máximo

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max} C}{I}$$

$\sigma_{\max} = 1101,88 \text{ kg/cm}^2$

$\sigma_{\max} \leq \sigma_{\text{material}}$

MATERIAL: ASTM A-36

Esfuerzo de Fluencia $S_y = 2531 \text{ kg/cm}^2$

Esfuerzo material $\sigma_{\text{mat}} = S_y / FS$

Factor de seguridad

$FS = S_y / \sigma_{\text{mat}}$

$FS = 2,30$

4.6 DISEÑO DEL EJE DEL CILINDRO

El diseño del eje del cilindro se desarrollará bajo la consideración de que este elemento es una viga con carga uniformemente distribuida y empotrada en sus extremos, tal como se puede apreciar en la figura siguiente:

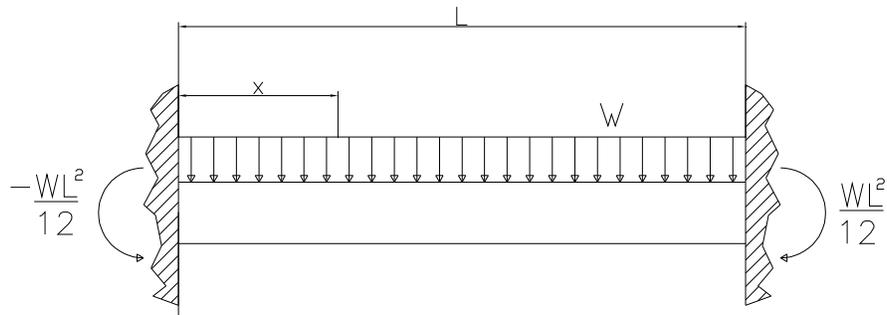


FIGURA 4-12 Viga empotrada por ambos extremos con carga distribuida

La carga W (distribuida uniformemente) resulta de

$$W = \frac{90[T]}{377[mm]} \left(\frac{1000[Kg]}{1[T]} \right) \left(\frac{1000[mm]}{1[m]} \right)$$

$$W = 238726.7905 \left[\frac{Kg}{m} \right]$$

Para una viga con las características antes descritas, los diagramas de cortante y momento flector son como sigue (figura 4.13):

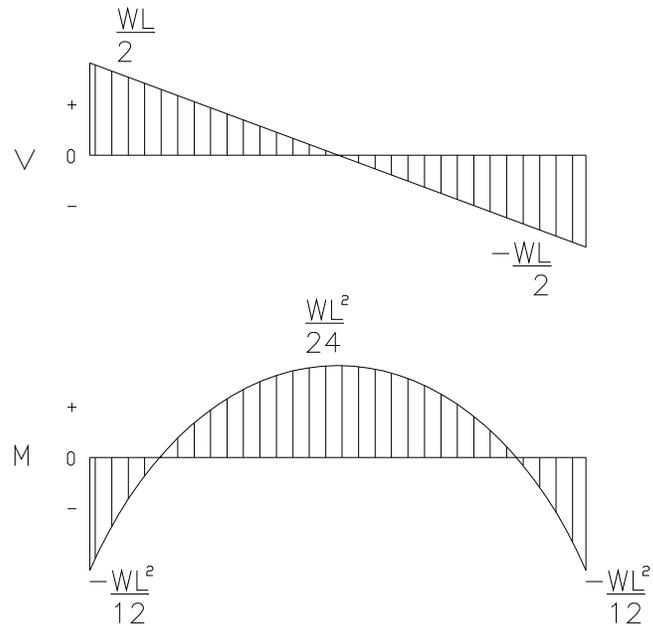


FIGURA 4-13 Diagrama de cortante y momento flector para una viga empotrada

Además, el momento máximo y el cortante máximo serán:

$$M_{\text{máx}} = \frac{WL^2}{12}$$

Donde: L es la longitud de la viga.

$$M_{\text{máx}} = \frac{\left(238726.7905 \frac{\text{Kg}}{\text{m}}\right)(0.377\text{m})^2}{12}$$

$$M_{\text{máx}} = 2827.5[\text{Kg}\cdot\text{m}]$$

$$V_{\text{máx}} = \frac{WL}{2}$$

$$V_{m\acute{a}x} = \frac{\left(238726.7905 \frac{Kg}{m}\right)(0.377m)}{2}$$

$$V_{m\acute{a}x} = 45000[Kg]$$

Diseñando el elemento por momento flector máximo se tiene:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M_{m\acute{a}x}}{S}$$

$$\frac{M_{m\acute{a}x}}{S} = \frac{S_y}{n}$$

Donde: S es el módulo de la sección y para una sección circular es:

$$S = \frac{\pi * d^3}{32}$$

$$\frac{32M_{m\acute{a}x}}{\pi * d^3} = \frac{S_y}{n}$$

El diámetro se calcula entonces mediante la siguiente relación:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32nM_{m\acute{a}x}}{\pi S_y}}$$

Para un factor de seguridad de 3; y un límite de cadencia (S_y) de 1590 MPa, que corresponde al acero AISI 4340, el diámetro es

$$d = \sqrt[3]{\frac{32(3)(2827.5[Kg.m])}{\pi \left(159000000 \left[\frac{Kg}{m^2}\right]\right)}}$$

$$d = 0.0816[m] = 81.6[mm]$$

De acuerdo con el esfuerzo cortante máximo, el diámetro es:

$$\tau = \frac{V_{m\acute{a}x}}{A} \leq 0.6S_y$$

$$\frac{V_{m\acute{a}x}}{A} = \frac{0.6S_y}{n}$$

$$A = \frac{\pi d^2}{4}$$

$$\frac{4V_{m\acute{a}x}}{\pi d^2} = \frac{0.6S_y}{n}$$

$$d = \sqrt{\frac{4nV_{m\acute{a}x}}{0.6\pi S_y}}$$

$$d = \sqrt{\frac{4(3)(45000[Kg])}{0.6\pi \left(159000000 \left[\frac{Kg}{m^2} \right] \right)}}$$

$$d = 0.0424[m]$$

$$d = 42.4[mm]$$

Se elige el mayor de los diámetros, por ser este el que soporta el mayor esfuerzo requerido.

4.7 DISEÑO DE LOS ADITAMENTOS (MATRIZ- APOYOS Y EJES)

Para el diseño de los apoyos del tubo, se considera a los apoyos como una columna empotrada en un extremo, sometida a carga excéntrica. Para fabricar el apoyo se considera un perfil en I cuya forma es como sigue:

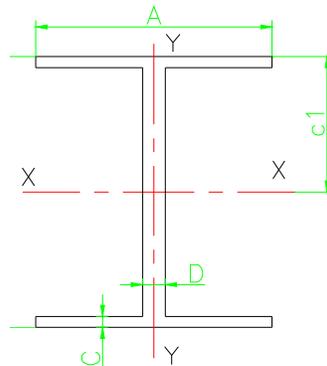


FIGURA 4-14 Sección transversal del perfil para el apoyo

Las dimensiones del perfil son las siguientes:

$$A = 60 \text{ [mm]}$$

$$B = 275 \text{ [mm]}$$

$$C = 32 \text{ [mm]}$$

$$D = 36 \text{ [mm]}$$

Siendo el material acero ASTM A-36, las propiedades del mismo son:

$$\text{Esfuerzo de fluencia: } S_y = 2531 \left[\frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \right]$$

$$\text{Módulo de elasticidad } E = 2100000 \left[\frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \right]$$

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}}$$

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 \left(2100000 \frac{Kg}{cm^2} \right)}{2531 \frac{Kg}{cm^2}}} = 127,98$$

De acuerdo con la norma AISC sección 1.5.1.3.1 (octava edición) se debe cumplir la relación:

$$\lambda \leq C_c$$

Donde λ es la esbeltez, y se calcula mediante la relación siguiente:

$$\lambda = \frac{kL}{R_{xx}}$$

$k = 2$ para columnas con un extremo empotrado y otro libre

R_{xx} (radio de giro) = 8,6 [cm²]

$$\lambda = \frac{2(3000mm)}{8,6cm^2 \left(\frac{10mm}{1cm} \right)^2} = 69,51$$

Los valores calculados de de esbeltez y C_c cumplen el requerimiento de la norma AISC ($\lambda \leq C_c$)

Una manera de verificar si el elemento efectivamente soporta las cargas a las que estará sometida, es comparar entre el esfuerzo actuante (f_a) y el admisible (F_a).

Esfuerzo admisible:

$$Fa = \frac{\left(1 - \frac{I^2}{2 - Cc^2}\right) * S_y}{\left[\frac{5}{3} + \frac{3}{8} \frac{\lambda}{Cc}\right] - \left[\frac{1}{8} \frac{\lambda^3}{Cc^3}\right]}$$

$$Fa = \frac{\left(1 - \frac{69,51^2}{2 - 127,98^2}\right) \left(2531 \frac{Kg}{cm^2}\right)}{\left[\frac{5}{3} + \frac{3}{8} \left(\frac{69,51}{127,98}\right)\right] - \left[\frac{1}{8} \left(\frac{69,51^3}{127,98^3}\right)\right]}$$

$$Fa = 924,82 \left[\frac{Kg}{cm^2} \right]$$

Esfuerzo actuante:

$$fa = \frac{P + P_1}{A}$$

Las cargas son:

$$P = 5000 \text{ [Kg]}$$

$$P_1 = 500 \text{ [Kg]}$$

$$fa = \frac{5000Kg + 500Kg}{114,4cm^2} = 441,59 \left[\frac{Kg}{cm^2} \right]$$

Los datos muestran que $fa \leq Fa$, esto es, el perfil es apropiado (si cumple).

4.8 SELECCIÓN DEL SISTEMA HIDRÁULICO

4.8.1 INTRODUCCION

El objetivo es el de familiarizarnos con las técnicas básicas de construcción de sistemas hidráulicos, empezando con una explicación fundamental de los símbolos, las herramientas básicas y el lenguaje universal de los fluidos. Los múltiples enfoques de problemas específicos están encaminados hacia la sencillez, en el diseño, comodidad en el mantenimiento y confiabilidad en su desempeño que puedan ser operados para satisfacer las necesidades diarias de la industria.

4.8.2 SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE ENERGÍA HIDRÁULICA

Es un sistema en el cual se genera, transmite y controla la aplicación de potencia a través del aire comprimido y la circulación de aceite en un circuito. El sistema puede dividirse en tres grandes grupos que observamos en el diagrama de bloques de la figura 4.15

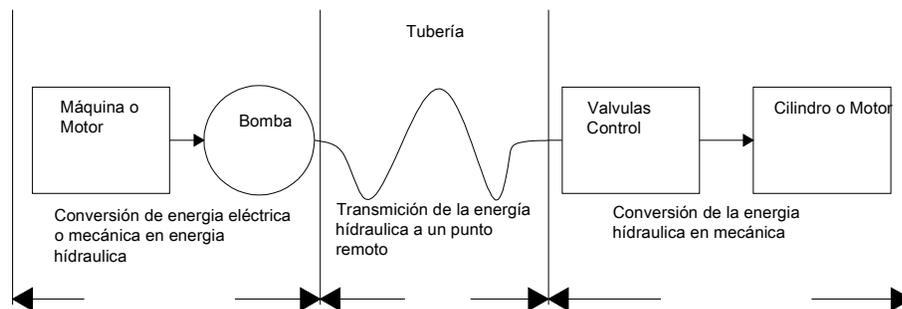


FIGURA 4-15 Sistema de transmisión de energía hidráulica

Comenzando desde la izquierda del diagrama, la primera sección corresponde a la conversión de Energía Eléctrica y/o Mecánica en un sistema de energía Hidráulica.

Un motor eléctrico, de explosión o de otra naturaleza está vinculado a una bomba o compresor, a cuya salida se obtiene un cierto caudal a una determinada presión.

En la parte central del diagrama, el fluido es conducido a través de tubería al lugar de utilización.

A la derecha en el diagrama, el aire comprimido o el aceite en movimiento produce una reconversión en Energía mecánica mediante su acción sobre un cilindro o un motor neumático o hidráulico. Con las válvulas se controla la dirección del movimiento, la velocidad y el nivel de potencia a la salida del motor o cilindro.

4.8.3 PRINCIPIOS FUNDAMENTALES DE LA HIDRAULICA

- Los aceites no son compresibles, pero si elásticos.
- Los aceites transmiten en todas las direcciones la presión que se les aplica.
- Los aceites toman la forma de la tubería o el aparato por los que circulan en cualquier dirección.
- Los aceites permiten multiplicar la fuerza aplicada – prensa hidráulica – las fuerzas aplicadas y transmitidas son directamente proporcionales a sus superficies.

4.8.4 CÁLCULOS

4.8.4.1 Fuerza Hidráulica

Es igual al producto de la presión por la superficie sobre la que actúa.

$$F = P * S$$

Siendo,

F = Fuerza

P = Presión

S = Superficie

4.8.4.2 Caudal

Es la cantidad de aceite que se desplaza por una tubería o aparato en un tiempo determinado.

$$Q = S * V$$

Siendo,

Q = Caudal

S = Superficie de la tubería

V = Velocidad

4.8.4.3 Datos de la bomba y cilindro

- Caudal de la bomba: $Q_{bom} = 30$ gl/min.
 $= 113,562$ cm³/min.
- Diámetro del cilindro: $D_{cil} = 11$ pulg.
 $= 27.94$ cm.
- Área del cilindro: $A_{cil} = \pi D_{cil}^2 / 4 = 613.12$ cm²

4.8.4.4 Fuerza obtenida en el cilindro

- Presión de trabajo: $P_{trab} = 2,600$ psi.
 182.8 kg/cm²
- Fuerza del cilindro: $F_{cil} = P_{trab} * A_{cil} = 112,076$ kg.
 112 Ton.

4.8.5 SISTEMA HIDRÁULICO; DEFINICIONES

4.8.5.1 Gato

El cilindro es la forma más común de accionador lineal hidráulico. Se utiliza para conseguir movimientos o esfuerzos lineales, con un rendimiento generalmente superior al de los dispositivos neumáticos o eléctricos lineales. La denominación de gato se reserva a los cilindros que se emplean como equipos de elevación, y para producir esfuerzos propios de estos aparatos.

4.8.5.2 Cilindro de simple efecto

El cilindro es de simple efecto cuando el movimiento de retorno puede ser causado por la gravedad, por un resorte interno o por una fuerza exterior. En el cilindro de simple efecto con retorno por resorte el esfuerzo en que se traduce la presión hidráulica siempre resulta modificado por la resistencia del resorte.

4.8.5.3 Cilindro de doble efecto

Son empleados con mayor frecuencia. En cada extremo hay entradas para el fluido que funcionan alternativamente como de admisión y se escape, y están mandadas por un selector. La fuerza que se obtiene es algo menor que la que proporciona un cilindro de simple efecto, porque cuando se aplica la presión del fluido a toda la superficie del émbolo, existe cierta contrapresión en el lado del escape, y también porque se requerirá una junta de estanqueidad (sello hidráulico) para el vástago a fin de evitar las fugas cuando se presiona al émbolo en sentido opuesto con un aumento de resistencia por frotamiento.

Las pérdidas por contrapresión son inherentes al diseño del sistema y no se pueden generalizar ni expresar en cifras. En los cilindros de construcción normal, cuya relación de áreas es 4:3 o mayor, los efectos de contrapresión pueden despreciarse para aplicaciones que no sean de gran responsabilidad. Se debe tomar en cuenta que las pérdidas por fricción no deben ser más del 2% con empaquetaduras en buen estado y con lubricación adecuada.

TABLA 4-6 Tipos de cilindros^{§§§}

Tipo	Sub-tipo(s)	Aplicaciones
1 Simple efecto	a) retorno por gravedad b) retorno por muelle c) retorno por fuerza exterior	elevación, gatos normalmente trabajos ligeros asociado a aparatos elevadores
• Doble efecto	a) vástago simple b) vástago pasante	más utilizado en aplicaciones generales para mayor rigidez mecánica o apoyo del vástago, para fuertes cargas de flexión
g. Telescópico	a) simple efecto b) doble efecto	carreras largas longitud mínima de retracción
Rotativo	montado en distribuidor	cuando el cilindro y/o el vástago deben girar con la carga. Generalmente limitado a las carreras cortas y presiones moderadas con velocidad de rotación de 1000 rpm

4.8.5.4 Vástago

Se fabrican a partir de barra de acero o de acero metalizado a la llama, torneado, cromado duro, rectificado y/o pulido. Para minimizar el desgaste el acabado superficial debe ser muy fino, el cromado es casi indispensable para evitar la corrosión.

Las dimensiones de los vástagos para cilindros de fabricación normal suele estar normalizada a la mitad, aproximadamente, del diámetro interior del cilindro, con lo que la relación de áreas de presión es de 4:3, en estas condiciones los efectos de contrapresión suelen ser despreciables.

^{§§§} MANUAL DE OLEOHIDRÁULICA, Editorial Blume, 2da Edición, pág. 17

4.8.5.5 Demanda del cilindro

El caudal que requiere el cilindro o el que suministra la bomba por cada carrera se determinará directamente por los volúmenes en cuestión, esto es:

Cilindro de doble efecto:

$$V = 1.57(D^2 - d^2)L \quad [\text{pulg}^3]^{****}$$

Donde:

D = diámetro interior del cilindro

d = diámetro del vástago

L = carrera

Cálculo del volumen de aceite en el cilindro

$$V = 1.57 * (11^2 - 5^2) * 59 \quad [\text{pulg}^3]$$

$$V = 8892.5 \text{ pulg}^3 \left(\frac{2,54 \text{ cm}}{1 \text{ pulg}} \right)^3 \left(\frac{1 \text{ lt}}{1000 \text{ cm}^3} \right) \left(\frac{1 \text{ gal}}{3,785 \text{ lt}} \right) = 39,5 \quad [\text{gal}]$$

De ahí se deduce el tiempo de operación de un cilindro, o el caudal para lograr un tiempo de operación determinado.

Vástago simple – Doble efecto

$$\text{Tiempo} = \frac{47,12D^2L}{Q} \quad [\text{segundos}]$$

Donde:

Q = caudal [pulg³/min]

Q = 30 [gal/min]

Cálculo del tiempo de operación del cilindro

**** MANUAL DE OLEOHIDRÁULICA, Editorial Blume, 2da Edición, pág. 30

$$Tiempo = \frac{47,12(11 \text{ pu lg})^2 (59 \text{ pu lg})}{30 \frac{\text{gal}}{\text{min}} \left(\frac{3,785 \text{ lt}}{1 \text{ gal}} \right) \left(\frac{1000 \text{ cm}^3}{1 \text{ lt}} \right) \left(\frac{1 \text{ pu lg}}{2,54 \text{ cm}} \right)^3} = 48,5 \text{ [segundos]}$$

Debemos indicar que el tiempo calculado será teórico y que el estrangulamiento y las pérdidas en las boquillas de ingreso del aceite al cilindro modificarán al cálculo teórico.

4.8.5.6 Resistencia de los cilindros

Si la relación *diámetro: espesor* del tubo del cilindro es mayor que 16:1, el esfuerzo ejercido sobre el material de la pared por la presión interna se puede determinar a partir de la fórmula para tensión circunferencial uniformemente distribuida:

$$S = \frac{PD}{2t}$$

Siendo:

S = tensión circunferencial

P = presión interna

D = diámetro interior del tubo

t = espesor del tubo

Despejando el espesor del tubo se tiene la fórmula:

$$t = \frac{P_w D}{2S_m} F$$

Donde:

P_w = presión de trabajo según proyecto

S_m = resistencia admisible del material

F = coeficiente de seguridad según proyecto

4.8.5.6.1 Cálculo del espesor de pared

$$P_w = 2000 \frac{lb}{pu \lg^2} \left(\frac{1Kgf}{2,204lb} \right) \left(\frac{1pu \lg}{2,54cm} \right)^2 = 140,65 \frac{Kgf}{cm^2}$$

$$S_m = 0,7S_y = 0,7 \left(3550 \frac{Kgf}{cm^2} \right) = 2485 \frac{Kgf}{cm^2} \dagger\dagger\dagger$$

$$F = 1,75$$

$$D = 11pu \lg \left(\frac{2,54cm}{1pu \lg} \right) = 27,94cm$$

$$t = \frac{\left(140,65 \frac{Kgf}{cm^2} \right) (27,94cm)}{2 \left(2485 \frac{Kgf}{cm^2} \right)} (1,75)$$

$$t = 1,38cm \equiv 0,5pul$$

†††† MANUAL DE OLEOHIDRÁULICA, Editorial Blume, 2da Edición, TABLA 3-II Materiales para cilindro de tubo estirado, pág. 35

4.8.5.7 DEPÓSITOS

El depósito o tanque es un elemento normal en la mayoría de los circuitos hidráulicos y sirve para almacenar el fluido. Además sirve para la función de llenado y actúa como cámara de expansión que acepta los cambios de volumen del fluido en el circuito principal debido a desequilibrios volumétricos de los cilindros y/o a la contracción o expansión térmicas del fluido. También elimina el aire disuelto en el sistema, atrapa los sedimentos de los contaminantes del fluido.

El diseño del depósito pocas veces está normalizado, se adapta a la estructura de la máquina o son depósitos independientes o solidarios a la bomba.

4.8.5.7.1 *Tamaño del depósito*

El depósito debería dimensionarse generosamente con el fin de disipar los desequilibrios volumétricos del sistema y facilitar una superficie máxima para disipación del calor y refrigeración del fluido.

Para decidir el tamaño adecuado hay varias reglas empíricas:

- a) La capacidad mínima debe ser el doble del caudal de la bomba en litros/minuto.
- b) La capacidad del depósito debe ser el triple del caudal de la bomba en litros/minutos, normalmente expresada como el volumen de fluido bombeado en tres minutos.
- c) La capacidad del depósito debe ser 23 a 45 litros por caballo de potencia del sistema.

TABLA 4-7 Resumen de los factores de selección del depósito^{***}

Factor o componente	Recomendaciones o tratamiento	Observaciones
Forma	Rectangular	La mejor para la mayoría de aplicaciones. Son preferibles los depósitos aparte porque se refrigeran mejor
	Esférica	Se emplea en los depósitos estancos sometidos a mucho movimiento (por ejemplo, vuelo acrobático)
	Integrado en la máquina	La disposición es más compacta, pero la refrigeración y el acceso para la limpieza son limitados
Tamaño	Volumen 2 ó 3 veces el caudal de bomba en lt/min	Solución válida para la mayor parte de aplicaciones
Línea de retorno	Que desemboque cerca del depósito	Para evitar la entrada de burbujas
	Extremo curvado	Para promover circulación, y dirigir el fluido hacia las paredes del depósito
	Filtro en el retorno	No es necesario
Línea de admisión	Desde cerca del fondo del depósito	Para eliminar la turbulencia y la entrada de aire. Más crítico en equipos móviles que en instalaciones estáticas
	Aislada del flujo de retorno	Separada por una tabique o a una distancia adecuada
Accesos para limpieza	Filtro en la admisión	En general es un elemento estándar
	En los laterales o en los extremos	Necesarios para limpieza completa del depósito después de vaciarlo.

^{***} MANUAL DE OLEOHIDRÁULICA, Editorial Blume, 2da Edición, pág. 46 - 47

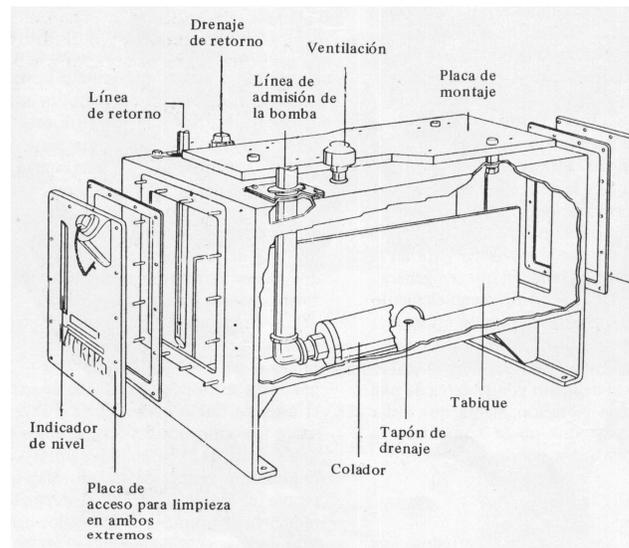


FIGURA 4-16 Depósito del aceite de alimentación del sistema

4.8.5.8 Refrigeración del sistema:

Es necesario controlar la temperatura del fluido para evitar grandes fluctuaciones de la viscosidad y para poder predeterminedar, con la debida precisión, la viscosidad de trabajo del fluido, a fin de que la bomba reciba una lubricación adecuada y funcione con elevado rendimiento volumétrico.

Cuanto más alta sea la presión más se calentará el fluido al trabajar el sistema y mayor será el cambio de viscosidad.

El volumen del fluido del sistema es también un factor crítico, ya que cuanto menor sea el volumen, más calor captará el fluido por unidad volumétrica al realizar una cantidad de trabajo.

Los cambios en la viscosidad del aceite pueden influir seriamente en el rendimiento de una máquina; además es significativo que el deterioro prematuro de un aceite por oxidación se deba frecuentemente al exceso de calor generado en algún punto del sistema, como por ejemplo en la bomba, en las válvulas y en el mando.

4.8.5.8.1 Refrigeración por ventilación forzada

Cuando la cantidad de energía a disipar es excesiva se debe utilizar la ventilación forzada como los radiadores que resultan eficaces para este objetivo.

De acuerdo a la experiencia de los fabricantes se estima que un radiador colocado en el circuito de retorno con un ventilador a 3000 rpm o más, disipará aproximadamente un tercio de la potencia máxima del motor del sistema.

4.8.5.9 Conductores hidráulicos

Los tubos que sirven para conectar los componentes de un circuito hidráulico y para transportar así el fluido son los que forman las conducciones o líneas hidráulicas que se pueden clasificar como líneas hidráulicas en tres tipos principales:

- Conducciones rígidas o tubos
- Conducciones flexibles o mangueras
- Tubos en espiral

Los principales parámetros a considerar en la elección de una línea son:

- a) La presión de trabajo
- b) El caudal
- c) La velocidad de flujo
- d) La caída de presión admisible
- e) La compatibilidad

El parámetro a) depende mucho de que el espesor de pared del tubo sea el adecuado, o de que esté bien reforzado si se trata de una manguera. Los parámetros b), c), d) y e) son independientes porque el caudal depende de la

velocidad y viceversa; es por esto que los tres parámetros influyen en la elección de un diámetro interior apropiado.

4.8.5.10 Cálculo de la presión que soporta la cañería (tubería)

En el caso de tubos metálicos se puede determinar la presión admisible suponiendo una distribución de tensión uniforme en toda la pared del tubo mediante la fórmula:

$$P = \frac{2S_{\max} t}{D}$$

Donde:

P = presión interna

S_{max} = coeficiente de trabajo del material

t = espesor de pared

S_{max} es el coeficiente de trabajo máximo admisible para el material. Suele tomarse del orden de 1/3 de la tensión de rotura por tracción.

$$P = \frac{2\left(\frac{1}{3} * 415MPa\right)(0,133 pu lg)}{1,049 pu lg} = 35,08MPa$$

$$P = 35,08MPa \left(\frac{1000KPa}{1MPa}\right) \left(\frac{1lb/ pu lg^2}{6,89KPa}\right) = 5091,13 \quad [lb/ pu lg^2]$$

4.8.5.11 Cálculo del factor de seguridad:

$$F_s = \frac{P_w}{P_{bomba}}$$

Donde:

P_w = Presión de trabajo

P_{bomba} = Presión entregada por la bomba

$$F_s = \frac{5091,13 \left[\frac{lb}{pu \lg^2} \right]}{3500 \left[\frac{lb}{pu \lg^2} \right]}$$

$$F_s = 1,45$$

Este factor de seguridad nos indica que tenemos un rango de seguridad bastante aceptable en la tubería que conduce el aceite en el sistema hidráulico. Por lo que la seguridad de los operarios y supervisores se encuentra cubierta de posibles fallas que puedan ocasionar accidentes lamentables.

4.8.5.12 Conducciones flexibles

Se usan en circuitos cuyas conexiones son móviles, o para facilitar la conexión o desconexión. Resultan útiles además para amortiguar vibraciones y choques, para absorber ruidos, etc.

Existen tres tipos principales de tubería flexible:

- Tubos de elastómero reforzados con revestimiento textil
- Mangueras metálicas flexibles
- Tubos de nylon reforzados

Las mangueras y tubos flexibles se pueden clasificar por la severidad del servicio y por la presión, dividiéndose estas en tres tipos: de “baja”, de “media” y de “alta” presión.

TABLA 4-8 Formas básicas de las tuberías flexibles^{§§§§}

<i>Tipo y material</i>	<i>Presión</i>	<i>Presión máx.</i>	<i>Observaciones</i>
Manguera con trenzado de algodón	Baja	Hasta 500 psi	Líneas de baja presión
Manguera con trenzado de nylon	De baja a media	Hasta 1500 psi	Líneas de baja presión
Manguera con doble trenzado metálico	Alta	Hasta 10000 psi	
Manguera con envoltura en espiral	Alta	5000 psi	Mejor comportamiento a la fatiga por flexión o presión pulsatoria

4.8.5.13 Elección de una bomba

La elección de una bomba puede ser arbitraria o puede ser determinada por factores puramente técnicos; quizá intervendrán otras consideraciones que limiten la selección de la bomba, pero los principales factores de selección son:

- Presión de trabajo
- Capacidad (caudal y potencia)
- Rendimiento
- Control
- Peso
- Velocidad
- Fluido
- Ruido
- Precio
- Mantenimiento
- Repuestos y Servicio

^{§§§§} MANUAL DE OLEOHIDRÁULICA, Editorial Blume, 2da Edición, pág. 164

***** MANUAL DE OLEOHIDRÁULICA, Editorial Blume, 2da Edición, pág. 164

TABLA 4-9 Algunos tipos de bomba y sus aplicaciones^{††††}

<i>Aplicación</i>	<i>Tipo de bomba</i>
Ligeras	Engranajes Paletas
Ligeras, caudal moderado	Engranajes Paletas
Medias, caudales moderados	Engranajes Paletas, de dos etapas
Alimentación de máquinas herramientas	Engranajes Paletas Anulares, de pistón
Prensa de gran tonelaje	Varios pistones en línea Varios pistones radiales Paletas
Capacidades moderadas a altas	Pistón radial Pistón axial

4.8.5.13.1 Bomba de pistones axiales

Es la bomba en la cual los cilindros se disponen en línea paralelamente al eje, con la doble posibilidad de que el bloque del cilindro gire con respecto a un plato fijo montado oblicuamente en un eje, o de que sea este plato el que gire para accionar los pistones en un bloque de cilindros estacionarios.

La versión de plato giratorio suele fabricarse como bomba de desplazamiento fijo, y también se distingue de la de bloque giratorio en que el sentido de flujo no depende del de rotación. Uno de los problemas principales es que existe desgaste producido por el contacto con los pistones.

La bomba de cuerpo o eje inclinado es aquella en la cual el plato motor se monta perpendicularmente a su eje y el elemento accionado gira en bloque con el cuerpo de bomba. En este caso el caudal puede ser infinitamente variable, por cual basta modificar la inclinación del elemento accionado con respecto al bloque. Esta bomba también puede funcionar a velocidades bastante elevadas.

^{††††} MANUAL DE OLEOHIDRÁULICA, Editorial Blume, 2da Edición, pág. 204

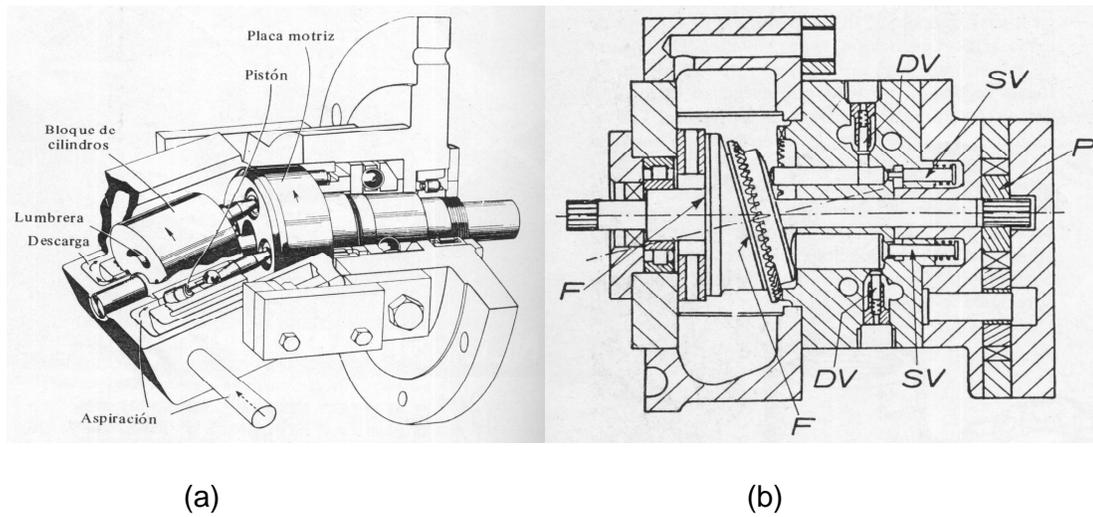


FIGURA 4-17 Bombas de Pistones Axiales: (a) Bomba Pistones Axiales Vickers; (b) Bomba de Pistones Axiales de Caudal Constante: Válvula de Descarga (DV), Cojinete de Empuje (F), Bomba de Engranajes para Presión de Cierre (P), Válvula de Aspiración.

CAPÍTULO V

5 CONSTRUCCIÓN, MONTAJE Y ANÁLISIS ECONÓMICO

5.1 INTRODUCCIÓN

En este capítulo hemos utilizado el paquete computacional Microsoft Office Project, el cual permite la elaboración de una hoja electrónica que abarca los procesos, tiempos y costos de todas las tareas involucradas para la consecución del proyecto de diseño, adquisición de materiales y equipos, construcción, montaje y pruebas.

El Project nos permite obtener reportes parciales y totales de los aspectos más relevantes de proceso en términos globales.

Este programa computacional es una herramienta moderna de gerencia de proyectos que se puede utilizar para plantear y comunicar de manera eficiente la información y planificación correspondiente a la ejecución del proyecto; con el programa es posible:

- Programar, gestionar y coordinar un proyecto desde su concepción hasta su finalización.
- Permite almacenar información sobre el proyecto.
- Mantiene actualizada la información.
- Crea escenarios de análisis de hipótesis que permiten anticipar cuáles podrían ser sus efectos sobre el desarrollo del proyecto.

NOTA: los reportes se encuentran en el anexo F

CAPÍTULO VI

6 PROTOCOLO DE PRUEBAS

Una vez terminado el análisis, diseño, selección, construcción y montaje de los elementos de la Prensa Hidráulica, es preciso comprobar que esta resista los esfuerzos que surgen al doblar tubería metálica de pared gruesa.

6.1 PARA EL SISTEMA DE ELEVACIÓN HIDRÁULICO

6.1.1 CILINDRO HIDRÁULICO

Se realizó la prueba con una presión de 2800 psi, utilizando el portamatriz como un punzón para enderezar una media luna de tubería de 36 pulgadas de diámetro de 32 milímetros de espesor. El resultado fue una placa plana total.

6.1.2 BOMBA HIDRÁULICA

En el mercado nacional se logró adquirir una bomba Vickers a la cual se acopló una válvula reguladora de presión (3000 psi).

Para probarla se puso en funcionamiento la palanca del mando hidráulico al punto máximo y se acopló un manómetro con el fin de medir la presión en las mangueras producida por la bomba; arrojando una presión de 3000 psi.

6.1.3 PARA LA SOLDADURA

Para comprobar la presentación de los cordones de soldadura se procedió a realizar la inspección visual a lo largo de todos los sitios donde existe unión entre placas y perfiles estructurales.

Esta inspección visual cubrió además aspectos fundamentales como son la presencia de mordeduras, socavaciones, porosidades, homogeneidad y geometría del cordón. El resultado fue satisfactorio en todos los parámetros.

No se realizaron otro tipo de inspecciones debido a que al haber diseñado la soldadura se tomó parámetros de resistencia de los materiales según norma AISC LRFD, para que garanticen la seguridad de los operarios y la integridad de la máquina.

CAPÍTULO VII

7 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1 CONCLUSIONES

Una vez terminado el presente proyecto: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA PRENSA HIDRÁULICA PARA DOBLADO DE TUBERÍA METÁLICA DE PARED GRUESA” se concluye lo siguiente:

- La prensa es de gran ayuda a la industria de la construcción en cuanto a la fabricación de estructuras empleadas en edificios, coliseos, galpones industriales, puentes metálicos, estructuras ornamentales, etc.
- La recuperación elástica que sufre el tubo luego de la descarga es una condición que es mas fácil determinar actuando una serie de pruebas en la prensa hidráulica que determinarlos por medio de cálculos, debido a que esta recuperación esta directamente influenciada por el espesor de pared del tubo, diámetro exterior, longitud del tubo y su distancia de cada línea de centro de doblado.
- La prensa posee capacidad de carga suficiente para doblar con facilidad un rango de tubos de diámetro exterior hasta 20 pulgadas y espesor de pared máximo de 15 milímetros.
- La principal dificultad en el doblado de tubos se debe al flujo de material en la zona que se encuentra a compresión, debido a que el material no puede fluir libremente y se presentan defectos (olas) en dicha zona. Esto se soluciona en la práctica realizando varios cortes en forma de media lunas circulares; para evitar este flujo indeseado. Finalmente se sueldan estas secciones extraídas y son conformadas y masilladas para eliminar imperfecciones en el tubo doblado.
- La experiencia obtenida luego de haber doblado tubería de varios diámetros, nos indica que el sistema para determinar los radios de curvatura deseados es a través de una plantilla o matriz que se la utiliza superponiéndola en la superficie del tubo, esto es, en la cara sometida a

- La tubería doblada se puede considerar de una buena calidad en su presentación una vez terminado el trabajo; teniendo una buena aceptación en el mercado nacional e internacional.

7.2 RECOMENDACIONES

Debemos destacar las siguientes recomendaciones:

- Verificar el nivel de aceite en el depósito antes de realizar cualquier tipo de operación con el gato.
- Controlar que exista el correcto apriete en los pernos, por lo menos cada tres meses. Por la seguridad de los elementos involucrados en la prensa.
- Preparar al personal en cuanto al correcto manejo y a la seguridad que involucra el proceso de doblado de tubería.
- Para asegurar el correcto funcionamiento del sistema hidráulico se debe controlar constantemente que el sistema de enfriamiento del aceite se encuentre en buenas condiciones de trabajo.
- Cuando se trate con tuberías de diámetro nominal sobre las 6 pulgadas, se recomienda la utilización de una grúa para su manipulación.
- Luego de haberse doblado las tuberías deben almacenarse correctamente a fin de evitar su deterioro.
- A fin de obtener el mejor resultado en trabajos en los cuales la curva de doblado de la tubería obedezca a una forma parabólica, se debe trazar en el piso el eje por el cual se compara la curvatura que tendrá la tubería.
- En base a las obras realizadas con la prensa podemos pensar en nuevos tipos de matrices que se los puede emplear en otras aplicaciones complementarias al área de la construcción. Por ejemplo el prensado de casquetes para recipientes a presión.
- Es recomendable el mantenimiento del material de la estructura a través de la aplicación de una capa de pintura que se la deberá dar por lo menos una vez al año.

8 BIBLIOGRAFÍA

RENO, KING; Piping Handbook, McGraw-Hill, 5ta. Ed., New York, 1967

SINGER & PYTEL, Resistencia de materiales, 4ta edición, Editorial OXFORD, México, 1987

SHIGLEY JOSEPH, Diseño en Ingeniería Mecánica, Cuarta Edición, Editorial McGraw Hill, México, 1985

JUVINALL ROBER, Fundamentos de Diseño para Ingeniería Mecánica, Ed. Limusa, 1ra. Edición, México, 1991

STIOPIN, Resistencia de Materiales, Ed. Mir, 3ra edición, 1985

ARELLANO ROBERTO, Diseño de Estructuras de Acero, Ed. EPN, 1998

McCORMAC JACK, Diseño de Estructuras de Acero Método LRDF, Ed. AlfaOmega, México 2002

MANUAL DE OLEOHIDRÁULICA, Editorial Blume, 2da Edición

STEWART & STORER, ABC de los circuitos hidráulicos, Ed. Diana, México 1980

AISC, Manual of Steel Construction LRDF, 2da edición, USA, 1994

MIROLIUBOV I., Problemas de Resistencia de Materiales, Ed. Bandeirantes, Sao Paulo, 1985

MARKS, Manual del Ingeniero Mecánico, Ed. McGraw-Hill, 2da edición, México, 1984

VICKERS S., Manual de Oleohidráulica Industrial, Ed. Blume, Barcelona, 1979

INEN, Código de Dibujo Técnico Mecánico, Quito – Ecuador, 1987

ÍNDICE

CAPÍTULO I.....	15
1 GENERALIDADES.....	15
1.1 PRENSA HIDRÁULICA.....	15
1.2 PARTES INTEGRANTES DE UNA PRENSA HIDRÁULICA.....	16
1.2.1 SISTEMA HIDRÁULICO.....	16
1.2.1.1 Motor	16
1.2.1.2 Bomba.....	17
1.2.1.3 Radiador de aceite	17
1.2.1.4 Mangueras y cañerías.....	17
1.2.1.5 Cilindro hidráulico.....	17
1.2.2 ESTRUCTURA SOPORTANTE	17
1.2.2.1 Bastidor	18
1.2.2.2 Columnas	18
1.2.2.3 Viga principal.....	18
1.2.3 MATRICES Y SOPORTES.....	18
1.3 CLASIFICACION GENERAL DE LAS PRENSAS	18
1.3.1 PRENSA DE TORNILLO DE PRESION MEDIANA.....	18
1.3.2 PRENSA NEUMATICA.....	19
1.3.3 PRENSA HIDRAULICA	19
1.4 DOBLADO DE TUBERÍA.....	20
1.4.1 ASPECTOS GENERALES DEL DOBLADO DE TUBERÍA	20
1.4.2 MÉTODOS DE DOBLADO.....	21
1.4.2.1 Doblado Por Compresión	21
1.4.2.2 Doblado por estiramiento	22
1.4.2.3 Doblado por rodillos	23
1.4.2.4 Doblado a tracción	24
1.4.2.5 Doblado en prensa.....	24
1.4.2.6 Doblado de tubo con mandril.....	25
1.4.2.6.1 Forma de trabajo de los mandriles	27
1.4.2.7 Doblado de Tubos Sin Uso de Mandriles	28

CAPÍTULO II.....	29
2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	29
2.1 REQUISITOS FUNCIONALES DE UNA PRENSA HIDRÁULICA PARA DOBLADO DE TUBERÍA METÁLICA DE PARED GRUESA	29
2.2 DETERMINACIÓN DE PARÁMETROS	29
2.2.1 DIÁMETRO DE LOS TUBOS	30
2.2.2 ESPESOR DE PARED	30
2.2.3 MATERIAL DE LOS TUBOS	30
2.2.4 ÁNGULO DE DOBLADO	30
2.2.5 CAPACIDAD DE CARGA.....	30
2.2.6 VIDA ÚTIL	31
2.3 ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS.....	31
2.3.1 ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA DEL SISTEMA HIDRÁULICO	31
2.3.1.1 Alternativa 1.- Cilindro Hidráulico De Simple Efecto.....	31
2.3.1.2 Alternativa 2.- Cilindro Hidráulico De Doble Efecto	31
2.3.2 ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA DEL SISTEMA DE POTENCIA.	32
2.3.2.1 Alternativa 1.- Motor Eléctrico (220V, Trifásico)	32
2.3.2.2 Alternativa 2.- Motor A Diesel (55HP)	32
CAPÍTULO III.....	34
3 ESTUDIOS DE ESFUERZOS, DEFORMACIONES Y RECUPERACIÓN ELÁSTICA EN EL DOBLADO DE TUBOS.	34
3.1 ESFUERZOS EN EL DOBLADO.....	34
3.2 ANÁLISIS DE ESFUERZOS	34
3.3 MOMENTO LÍMITE PARA UNA CORONA CIRCULAR	36
3.4 DEFORMACIONES EN EL DOBLADO.....	39
3.5 ESFUERZOS RESIDUALES Y RECUPERACION ELASTICA.....	42

CAPITULO IV.....	48
4 DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS.....	48
4.1 CRITERIOS BÁSICOS PARA EL DISEÑO.....	48
4.1.1 ESQUEMA GENERAL DE LA PRENSA HIDRÁULICA PARA DOBLADO DE TUBERÍA METÁLICA DE PARED GRUESA; COMPONENTES Y ADITAMENTOS.....	49
4.2 DISEÑO DE LA VIGA PRINCIPAL.....	50
4.2.1 CALCULO DE LA VIGA PRINCIPAL.....	51
4.3 DISEÑO DE LAS COLUMNAS.....	54
4.3.1 CALCULO DE LA COLUMNA.....	55
4.4 DISEÑO DE LA JUNTA EMPERNADA (VIGA-COLUMNA).....	58
4.4.1 ESFUERZOS ESTÁTICOS EN PERNOS.....	58
4.4.2 APRIETE Y TENSION INICIAL EN PERNOS.....	58
4.4.3 FUERZA CORTANTE DIRECTA.....	63
4.4.4 SELECCION DE PERNOS SUPONIENDO CORTANTE TRANSMITIDO POR FRICCIÓN.....	65
4.5 DISEÑO DEL BASTIDOR DE LA PRENSA.....	71
4.5.1 DISEÑO DEL BASTIDOR A LO LARGO DEL PORTICO DE LA PRENSA.....	71
4.5.1.1 Cálculos y Resultados:.....	73
4.5.2 DISEÑO DEL BASTIDOR A LO LARGO DE LOS APOYOS DE TUBERIA.....	73
4.5.2.1 Cálculos y Resultados.....	75
4.6 DISEÑO DEL EJE DEL CILINDRO.....	76
4.7 DISEÑO DE LOS ADITAMENTOS (MATRIZ- APOYOS Y EJES).....	80
4.8 SELECCIÓN DEL SISTEMA HIDRÁULICO.....	83
4.8.1 INTRODUCCION.....	83
4.8.2 SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE ENERGÍA HIDRÁULICA.....	83
4.8.3 PRINCIPIOS FUNDAMENTALES DE LA HIDRAULICA.....	84
4.8.4 CÁLCULOS.....	84

4.8.4.1	Fuerza Hidráulica	84
4.8.4.2	Caudal	85
4.8.4.3	Datos de la bomba y cilindro	85
4.8.4.4	Fuerza obtenida en el cilindro	85
4.8.5	SISTEMA HIDRÁULICO; DEFINICIONES	86
4.8.5.1	Gato	86
4.8.5.2	Cilindro de simple efecto	86
4.8.5.3	Cilindro de doble efecto.....	86
4.8.5.4	Vástago	87
4.8.5.5	Demanda del cilindro.....	88
4.8.5.6	Resistencia de los cilindros	89
4.8.5.6.1	Cálculo del espesor de pared	90
4.8.5.7	DEPÓSITOS	91
4.8.5.7.1	Tamaño del depósito	91
4.8.5.8	Refrigeración del sistema:.....	93
4.8.5.8.1	Refrigeración por ventilación forzada	94
4.8.5.9	Conductores hidráulicos.....	94
4.8.5.10	Cálculo de la presión que soporta la cañería (tubería).....	95
4.8.5.11	Cálculo del factor de seguridad:	95
4.8.5.12	Conducciones flexibles.....	96
4.8.5.13	Elección de una bomba.....	97
4.8.5.13.1	Bomba de pistones axiales	98
CAPÍTULO V	100
5	CONSTRUCCIÓN, MONTAJE Y ANÁLISIS ECONÓMICO	100
5.1	INTRODUCCIÓN	100
CAPÍTULO VI	101
6	PROTOCOLO DE PRUEBAS.....	101
6.1	PARA EL SISTEMA DE ELEVACIÓN HIDRÁULICO	101
6.1.1	CILINDRO HIDRÁULICO	101
6.1.2	BOMBA HIDRÁULICA.....	101
6.1.3	PARA LA SOLDADURA	101

7	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	103
7.1	CONCLUSIONES	103
7.2	RECOMENDACIONES.....	104
	BIBLIOGRAFÍA	105

ANEXO A

ESPECIFICACIONES TECNICAS DE TUBERIAS

TUBERIAS

Son los materiales de uso más común para la conducción de líquidos, gases y aire. Aquí se tratarán exclusivamente los tubos de acero al carbón.



Figura N°. A.1 Aplicación de tubería en una estación de producción

TAMAÑO NOMINAL (NPS)

El Tamaño de un tubo se da por su diámetro nominal (NPS) o *Nominal pipe Size* que es el estándar por la API y la ASTM. No se debe confundir rosca tipo NPS con diámetro nominal del tubo (NPS también). Si se está refiriendo a una rosca para tuberías, el NPS va al final de la nomenclatura, en los tubos va en el medio.

Por ejemplo:

1/4 - 18 NPS es una rosca para tuberías (NPS va al final).

1/4 NPS ANSI 40 es un tubo de 1/4" de diámetro nominal (NPS en el medio).

Para tubos entre 1/8" y 12" de diámetro externo (O.D.) el valor nominal no corresponde exactamente con el diámetro externo.

Por ejemplo, para un tubo 2NPS (2" nominales) su diámetro externo es 2.375".

Los tubos con diámetro externo mayor a 14" tienen exactamente el mismo valor nominal. Un tubo 18NPS tiene 18" de diámetro externo.

CEDULA (SCHEDULE)

Los tubos también se diferencian por su peso o espesor de las paredes; esto se llama schedule o cédula.

Antiguamente se designaban tres tipos:

- Estándar (Std)
Los más utilizados. Tienen la pared más delgada y son los más económicos.
- Extra fuerte (XS)
Tiene más espesor que el estándar y resiste más presión.
- Doble extra fuerte (XXS)
Tiene el doble de espesor que el extra fuerte (XS) y es el más resistente.

Hoy en día la ANSI designó otra forma de referirse al espesor del tubo y es mediante números. La designación numérica va desde 10 hasta 160, siendo éste último el más grueso y el de mayor resistencia a la presión. Los más usados son 40, 80 y 160 por su similitud con STD, XS y XXS.

Se debe tener en cuenta las siguientes equivalencias de la designación antigua con la moderna:

El Schedule Estándar (STD) es igual al Schedule 40 hasta tubos de 10". De ahí en adelante el espesor STD siempre será 0.375" y diferente al schedule 40.

El Schedule Extra Fuerte (XS) es igual al Schedule 80 hasta tubos de 6". Para diámetros mayores el espesor del XS es de 0.5"

El Schedule Doble Extra Fuerte (XXS) tiene el doble de espesor que el XS hasta 8" de diámetro nominal. A partir de ahí su espesor es de 1" y sólo está disponible hasta 12" de diámetro.

TAMAÑOS Y CEDULAS (SCHEDULE)

Esta tabla muestra para cada diámetro nominal, su diámetro externo, espesor y peso del tubo.

Note lo siguiente:

- Hasta 12" el schedule estándar (STD) es igual al 40.
- Hasta 8" el schedule extra fuerte (XS) es igual al 80.
- El XXS tiene el doble de espesor que el XS (sólo hasta 8").

Tamaño Nominal	Espesor Pared		Diámetros			Peso
	Tamaño	Schedule	Diámetro Externo [in]	Diámetro Interno [in]	Espesor pared [in]	Peso [lb/ft]
1	Std	40	1,315	1,049	0,133	1,68
	XS	80	1,315	0,957	0,179	2,17
	XXS		1,315	0,599	0,358	3,66
2	Std	40	2,375	2,067	0,154	3,65
	XS	80	2,375	1,939	0,218	5,02
	XXS		2,375	1,503	0,436	9,02
3	Std	40	3,500	3,068	0,216	7,57
	XS	80	3,500	2,900	0,300	10,24
	XXS		3,500	2,300	0,600	18,56
4	Std	40	4,500	4,026	0,237	10,78
	XS	80	4,500	3,826	0,337	14,97
	XXS		4,500	3,152	0,674	27,51
6	Std	40	6,625	6,065	0,280	18,95
	XS	80	6,625	5,761	0,432	28,54
	XXS		6,625	4,897	0,864	53,10
8	Std	40	8,625	7,981	0,322	28,52
	XS	80	8,625	7,625	0,500	43,34
	XXS		8,625	6,875	0,875	72,35
10	Std	40	10,750	10,020	0,365	40,44
	XS	60	10,750	9,750	0,500	54,68
	XXS	140	10,750	8,750	1,000	104,02
12	Std	40	12,750	11,938	0,406	53,47
	XS		12,750	11,750	0,500	65,35
	XXS	120	12,750	10,750	1,000	125,36
14	Std	30	14,000	13,250	0,375	54,51
	XS		14,000	13,000	0,500	72,01
16	Std	30	16,000	15,250	0,375	62,51
	XS	40	16,000	15,000	0,500	82,68
20	Std	20	20,000	19,250	0,375	78,52
	XS	30	20,000	19,000	0,500	104,02
24	Std	20	24,000	23,250	0,375	94,52
	XS		24,000	23,000	0,500	125,36

Tabla N°. A.1 Tamaños y cedulas (schedule) normalizados de tubos.

Tenga en cuenta lo siguiente:

- El diámetro nominal de un tubo no es siempre el mismo diámetro externo. Esto sólo se cumple a partir de los tubos de 14" o mayores. Sin embargo, para tubos menores a 12" los valores son muy cercanos.
- Otra forma de referirse al schedule de un tubo es anteponiéndole la palabra "ANSI". Por ejemplo, un tubo con Schedule 80 se conoce mejor como un tubo ANSI 80.
- En Caño Limón la mayoría de tubos son ANSI 40 o Estándar (en la planta de inyección se usa ANSI 80).
- Sin importar el schedule los tubos siempre tienen el mismo diámetro externo; el ancho de la pared afecta el diámetro interno.

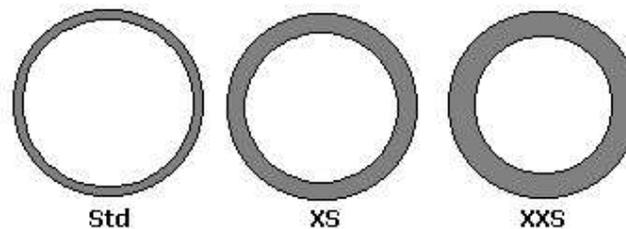


Figura N°. A.2 Diferencia de espesores de pared según su cedula.

CONSTRUCCIÓN DEL TUBO

El proceso de elaboración del tubo influye en su resistencia y aplicación.

- Tubos con costura (Welded wrought pipe):

Consta de una lámina de acero doblada y soldada longitudinalmente para cerrar la forma cilíndrica.

Pueden ser soldados por Soldadura de Arco sumergido, pero el método más usado es la soldadura de alta frecuencia (ERW/HFI) en la que un carrete de dos rodillos dobla la lámina y la suelda de manera automatizada.

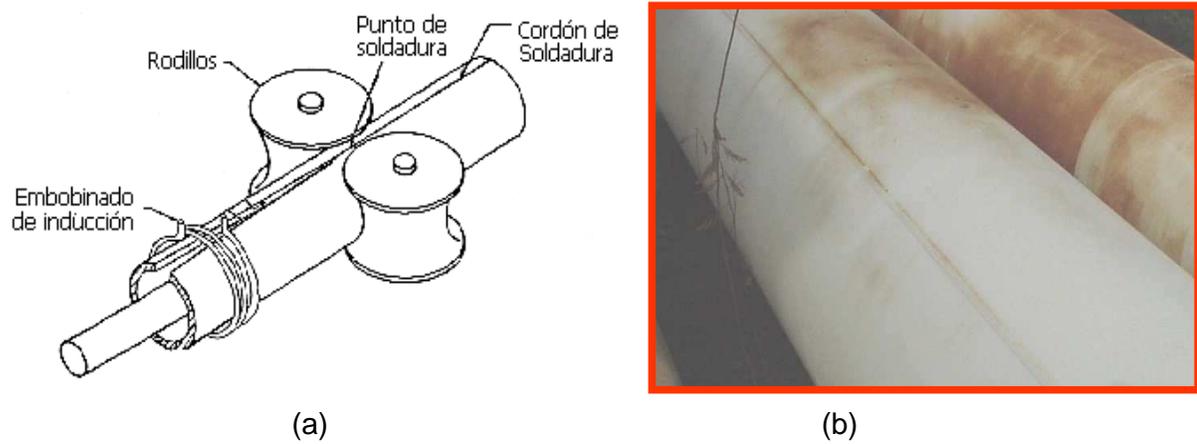


Figura N°. A.3 (a) Esquema de la fabricación de tubos con costura, (b) Tubos con costura terminados

- Tubo sin costura (Seamless Pipe):

Su proceso de fabricación es generalmente por fundición centrífuga. Actualmente son los tubos más económicos y los más usados en el campo.



Figura N°. 3 Tubos sin costura terminados

MATERIALES

Los tubos, bridas y accesorios usados en el campo son generalmente de acero al carbón de los siguientes tipos:

- ASTM A 53 grado B
- ASTM A105
- ASTM A106 grado B *Mayoría de Tuberías en Estaciones de Producción.
- ASTM A234
- ASTM A269
- ASTM A304 (Inoxidable)

Los mismos aceros, tienen también nomenclatura API:

- API 5L - B *(Igual al ASTM A106 grado B)
- API 5L - X42
- API 5L - X56
- API 5L - X60
- API 5L - X70

PROPIEDADES MECANICAS DE TUBO MAS USADOS							
NORMA	GRADO	RT (MPa) Min.	LE (MPa) Min.	NORMA	GRADO	RT (MPa) Min.	LE (MPa) Min.
ASTM A 53	Gr A	330	205	A 423	Gr 1	415	255
	Gr B	415	240		Gr 2	415	255
A 106	Gr A	330	205	A 500	Gr A	310	228
	Gr B	415	240		Gr B	400	290
	Gr C	485	275		Gr C	427	317
A 161	Gr LC	324	179	A 501	A 501	400	250
	Gr T1	379	207	DIN	St 37,0	350/480	235
A 178	Gr A	325	180	1626	St 44,0	420/550	275
	Gr C	415	255	1629	St 52,0	500/650	355
	SAC 50	490/602	373	DIN 1630	St 37,4	350/480	235
A 179	A 179		St 44,4		420/550	275	
A 192	A 192		St 52,4		500/650	355	
A 199/200	Gr T11	415	170	DIN 2391	St 35		
	Gr T22	415	170		St 45		
A 209	Gr T1	380	205	DIN 2393	St 52		
	Gr T1a	415	220		St 34,2		
	Gr T1b	365	195		St 37,2		
A 210	Gr A1	415	255	DIN 2393	St 44,2		
	Gr C	485	275		St 52,3		
A 213	Gr T2	415	205	DIN St 52	St 52,0	510	343
	Gr T11	415	205	DIN 17175	St 35,8	360/480	235
	Gr T12	415	205		St 45,8	410/530	255
	Gr T22	415	205		15 Mo3	450/600	270
A 214	A214		13CrMo44		440/590	290	
A 226	A226	325	180		10CrMo910	450/600	280
A 333/334	Gr 1	380	205	API 5L	Gr A	331	207
	Gr 3	450	240		Gr B	413	241
	Gr 6	415	240		X 42	413	289
	Gr 7	450	240		X 46	434	317
A 335	Gr P1	380	205		X 52	455	358
	Gr P2	380	205		X 56	489	386
	Gr P11	415	205		X 60	517	413
	Gr P12	415	220		X 65	530	448
	Gr P22	415	205		X 70	565	482
					X 80	620	551

Tabla N°. A.2 Propiedades Mecánicas de Tubos más Usados.

PRINCIPALES NORMAS TÉCNICAS DE TUBOS				
NORMA	TIPO	USO PRINCIPAL	NORMA EQUIVALENTE	
NBR	5580	C.C.	Conducción de fluidos	DIN 2440/2441
	5581	S.C.	Servicios en refinerías	ASTM A 161
	5582	S.C.	Servicios en refinerías	ASTM A 200
	5583	S.C.	Condensadores de calor	ASTM A 179
	5584	S.C.	Condensadores de calor	ASTM A 199
	5585	C.C.	Condensadores de calor	ASTM A 214
	5590	C.C. y S.C.	Conducción de fluidos, con requisitos de calidad	ASTM A 53
	5592	S.C.	Calderas	ASTM A 210
	5593	S.C.	Calderas	ASTM A 209
	5594	S.C.	Calderas - alta presión	ASTM A 192
	5595	C.C.	Calderas	ASTM A 178
	5596	C.C.	Calderas - alta presión	ASTM A 226
	5597	C.C. y S.C.	Oleoductos rígidos, con revestimiento, pesados y extrapesados	
	5598	C.C. y S.C.	Oleoductos rígidos, con revestimiento, pesados y extrapesados	
	5599	C.C.	De precisión	DIN 2393
	5602	C.C. y S.C.	Servicio en bajas temperaturas	ASTM A 333
	5603	S.C.	Servicio en altas temperaturas	ASTM A 335
	5605	C.C. y S.C.	Servicio en bajas temperaturas	ASTM A 334
	5922	S.C.	inyectores de óleo diesel	
	6321	S.C.	Conducción de fluidos en altas temperaturas	ASTM A 106
6591	C.C.	Industria, perfiles redondos, cuadrados y rectangulares	DIN 2394	
8476	S.C.	De precisión	DIN 2391	
DIN	1626	C.C.	Evaporadores, Conducción de gases, etc.	
	1629	S.C.	Calderas, reservorios	
	1630	S.C.	Calderas, reservorios	
	2391	S.C.	De precisión	Abr-76
	2393	C.C.	De precisión	NBR 5599
	2394	C.C.	muebles, electrodomésticos, etc.	NBR 6591
	2440	C.C. y S.C.	Conducción de fluidos	NBR 5580 M
	2441	C.C. y S.C.	Conducción de fluidos	NBR 5580 P
	2448	S.C.	Calderas	
	2458	C.C.	Calderas, evaporadores, Conducción de gases, etc.	
	17175	S.C.	Calderas - altas temperaturas	

ASTM	A 53	C.C. y S.C.	Conducción de fluidos, Con requisitos de calidad	NBR 5590
	A 106	S.C.	Servicios de alta temperatura	NBR 6321
	A 135	C.C.	Conducción de fluidos	
	A 161	S.C.	Servicios en refinerías	NBR 5581
	A 178	C.C.	Calderas	NBR 5595
	A 179	S.C.	Condensadores de calor	NBR 5583
	A 192	S.C.	Calderas - alta presión	NBR 5594
	A 199	S.C.	Condensadores de calor	NBR 5584
	A 200	S.C.	Servicios en refinerías	NBR 5582
	A 209	S.C.	Calderas	NBR 5593
	A 210	S.C.	Calderas	NBR 5592
	A 213	S.C.	Calderas	
	A 214	C.C.	Condensadores de calor	NBR 5585
	A 226	C.C.	Calderas - alta presión	NBR 5596
	A 252	C.C. y S.C.	Estacas	
	A 333	C.C. y S.C.	Servicios en baja temperatura	NBR 5602
	A 334	C.C. y S.C.	Servicios en baja temperatura	NBR 5605
	A 335	S.C.	Servicio en altas temperaturas	NBR 5603
	A 405	S.C.	Servicio en altas temperaturas	
	A 423	C.C. y S.C.	Trabajo sobre presión, con mayor resistencia y corrosión	
	A 500	C.C. y S.C.	Estructuras metálicas	
	A 501	S.C.	Estructuras metálicas	
	A 513	C.C.	mecánicos	
	A 519	S.C.	mecánicos	
	A 523	C.C. y S.C.	Conducción de cables eléctricos	
	A 524	S.C.	Temperaturas atmosféricas	
	A 556	S.C.	Acueductos de agua de alimentación	
	A 557	C.C.	Acueductos de agua de alimentación	
	A 589	C.C. y S.C.	Pozos artesanos	
API	5CT	C.C. y S.C.	Pozos petroleros (revestimiento/bombeo = "CASING/TUBING")	
	5D	S.C.	Pozos petroleros (perforación = "DRILL PIPE")	
	5L	C.C. y S.C.	Conducción de productos petroleros = (" LINE PIPE")	

Tabla N°. A.3 Principales Normas Técnicas de Tubos.

ANEXO B

**CALCULO DE: MOMENTO LIMITE, FUERZA NECESARIA EN EL
VASTAGO Y PRESIÓN REQUERIDA EN LA BOMBA PARA EL
DOBLADO DE TUBOS.**

El momento límite es el momento aplicado al tubo durante el proceso de doblado en el cual el tubo ha alcanzado el momento plástico y consecuentemente a partir de este valor aparecen deformaciones plásticas permanentes.

La determinación de este valor es necesaria para estimar la carga de trabajo del vástago y finalmente la presión que debe generar la bomba para lograr doblar un tubo de características mecánicas y geométricas dadas.

Se realizara un ejemplo de cálculo para un tubo 20 NPS ASTM A53 Grado B.

CALCULO DEL MOMENTO LÍMITE

$$M_L = 4S_y(e)(r_m)^2$$

$$r_m = \frac{r_e - r_i}{2} = \frac{D_e - D_i}{4}$$

$$M_L = \frac{4 * 240MPa * 0.375 \text{ pulg} \cdot \left[\frac{(20 + 19.25)}{4} \right]^2 \text{ pulg}^2}{\frac{1MPa}{145 \frac{lb}{\text{pulg}^2}}}$$

$$M_L = 5026 [Klb \cdot \text{pulg} \cdot]$$

Donde:

M_L = Momento Limite

S_y = Esfuerzo a la Cadencia

r_m = Radio Medio

r_e = Radio Externo

r_i = Radio Interno

D_e = Diámetro Externo

D_i = Diámetro Interno

e = Espesor

CALCULO DE LA CARGA EN EL VASTAGO

$$M_L = \frac{Q(L)}{4}$$

$$Q = \frac{4M_L}{L}$$

$$Q = \frac{4 * 5026 \text{Klb. pulg.}}{133.86 \text{ pulg.}}$$

$$Q = 150.2 [\text{Klb}]$$

Donde:

Q = Carga del vástago

L = Longitud entre apoyos del tubo

CALCULO DE LA PRESIÓN EN LA BOMBA HIDRÁULICA

$$P = \frac{Q}{A} = \frac{Q}{\frac{\pi D_i^2}{4}} = \frac{4Q}{\pi D_i^2}$$

$$P = \frac{4 * 150.187 \text{lb}}{3.1416 * (11)^2 \text{ pul}^2}$$

$$P = 1580.4 [\text{Psi}]$$

Donde:

P = Presión de la Bomba Hidráulica

A = Área de la Sección Transversal interna del Cilindro Hidráulico

D_i = Diámetro Interno del Cilindro Hidráulico

ASTM A 53 GRADO B (Sy=240 Mpa)									
Tamaño Nominal	Espesor Pared		Diámetros				Momento Límite	Fuerza en el Vastago	Presión de la Bomba
	Tamaño	Schedule	Diámetro Externo [in]	Diámetro Interno [in]	Radio Medio [in]	Espesor pared [in]	ML [Lb.in]	F [Lb]	P [Psi]
1	Std	40	1,315	1,049	0,591	0,133	6.466	193	2
	XS	80	1,315	0,957	0,568	0,179	8.039	240	3
	XXS		1,315	0,599	0,479	0,358	11.410	341	4
2	Std	40	2,375	2,067	1,111	0,154	26.436	790	8
	XS	80	2,375	1,939	1,079	0,218	35.297	1.055	11
	XXS		2,375	1,503	0,970	0,436	57.045	1.705	18
3	Std	40	3,500	3,068	1,642	0,216	81.066	2.422	25
	XS	80	3,500	2,900	1,600	0,300	106.906	3.195	34
	XXS		3,500	2,300	1,450	0,600	175.601	5.247	55
4	Std	40	4,500	4,026	2,132	0,237	149.885	4.479	47
	XS	80	4,500	3,826	2,082	0,337	203.246	6.073	64
	XXS		4,500	3,152	1,913	0,674	343.344	10.260	108
6	Std	40	6,625	6,065	3,173	0,280	392.284	11.722	123
	XS	80	6,625	5,761	3,097	0,432	576.587	17.230	181
	XXS		6,625	4,897	2,881	0,864	997.904	29.820	314
8	Std	40	8,625	7,981	4,152	0,322	772.512	23.084	243
	XS	80	8,625	7,625	4,063	0,500	1.148.672	34.325	361
	XXS		8,625	6,875	3,875	0,875	1.828.903	54.652	575
10	Std	40	10,750	10,020	5,193	0,365	1.369.888	40.935	431
	XS	60	10,750	9,750	5,125	0,500	1.828.088	54.628	575
	XXS	140	10,750	8,750	4,875	1,000	3.308.175	98.856	1.040
12	Std	40	12,750	11,938	6,172	0,406	2.152.867	64.333	677
	XS		12,750	11,750	6,125	0,500	2.611.088	78.025	821
	XXS	120	12,750	10,750	5,875	1,000	4.804.575	143.572	1.511
14	Std	30	14,000	13,250	6,813	0,375	2.422.610	72.393	762
	XS		14,000	13,000	6,750	0,500	3.171.150	94.761	997
16	Std	30	16,000	15,250	7,813	0,375	3.186.035	95.206	1.002
	XS	40	16,000	15,000	7,750	0,500	4.180.350	124.919	1.314
20	Std	20	20,000	19,250	9,813	0,375	5.026.085	150.191	1.580
	XS	30	20,000	19,000	9,750	0,500	6.616.350	197.712	2.080
24	Std	20	24,000	23,250	11,813	0,375	7.283.735	217.655	2.290
	XS		24,000	23,000	11,750	0,500	9.609.150	287.144	3.022

ASTM A 53 GRADO B (Sy=240 Mpa)									
Tamaño Nominal	Espesor Pared		Diámetros				Momento Límite	Fuerza en el Vastago	Presión de la Bomba
	Tamaño	Schedule	Diámetro Externo [in]	Diámetro Interno [in]	Radio Medio [in]	Espesor pared [in]	ML [Lb.in]	F [Lb]	P [Psi]
1	Std	40	1,315	1,049	0,591	0,133	6.466	193	2
	XS	80	1,315	0,957	0,568	0,179	8.039	240	3
	XXS		1,315	0,599	0,479	0,358	11.410	341	4
2	Std	40	2,375	2,067	1,111	0,154	26.436	790	8
	XS	80	2,375	1,939	1,079	0,218	35.297	1.055	11
	XXS		2,375	1,503	0,970	0,436	57.045	1.705	18
3	Std	40	3,500	3,068	1,642	0,216	81.066	2.422	25
	XS	80	3,500	2,900	1,600	0,300	106.906	3.195	34
	XXS		3,500	2,300	1,450	0,600	175.601	5.247	55
4	Std	40	4,500	4,026	2,132	0,237	149.885	4.479	47
	XS	80	4,500	3,826	2,082	0,337	203.246	6.073	64
	XXS		4,500	3,152	1,913	0,674	343.344	10.260	108
6	Std	40	6,625	6,065	3,173	0,280	392.284	11.722	123
	XS	80	6,625	5,761	3,097	0,432	576.587	17.230	181
	XXS		6,625	4,897	2,881	0,864	997.904	29.820	314
8	Std	40	8,625	7,981	4,152	0,322	772.512	23.084	243
	XS	80	8,625	7,625	4,063	0,500	1.148.672	34.325	361
	XXS		8,625	6,875	3,875	0,875	1.828.903	54.652	575
10	Std	40	10,750	10,020	5,193	0,365	1.369.888	40.935	431
	XS	60	10,750	9,750	5,125	0,500	1.828.088	54.628	575
	XXS	140	10,750	8,750	4,875	1,000	3.308.175	98.856	1.040
12	Std	40	12,750	11,938	6,172	0,406	2.152.867	64.333	677
	XS		12,750	11,750	6,125	0,500	2.611.088	78.025	821
	XXS	120	12,750	10,750	5,875	1,000	4.804.575	143.572	1.511
14	Std	30	14,000	13,250	6,813	0,375	2.422.610	72.393	762
	XS		14,000	13,000	6,750	0,500	3.171.150	94.761	997
16	Std	30	16,000	15,250	7,813	0,375	3.186.035	95.206	1.002
	XS	40	16,000	15,000	7,750	0,500	4.180.350	124.919	1.314
20	Std	20	20,000	19,250	9,813	0,375	5.026.085	150.191	1.580
	XS	30	20,000	19,000	9,750	0,500	6.616.350	197.712	2.080
24	Std	20	24,000	23,250	11,813	0,375	7.283.735	217.655	2.290
	XS		24,000	23,000	11,750	0,500	9.609.150	287.144	3.022

ASTM A 106 GRADO C ($S_y=270$ Mpa)									
Tamaño Nominal	Espesor Pared		Diámetros				Momento Límite	Fuerza en el Vastago	Presión de la Bomba
	Tamaño	Schedul ϕ	Diámetro Externo [in]	Diámetro Interno [in]	Radio Medio [in]	Espesor pared [in]	ML [Lb.in]	F [Lb]	P [Psi]
1	Std	40	1,315	1,049	0,591	0,133	7.275	217	2
	XS	80	1,315	0,957	0,568	0,179	9.044	270	3
	XXS		1,315	0,599	0,479	0,358	12.836	384	4
2	Std	40	2,375	2,067	1,111	0,154	29.741	889	9
	XS	80	2,375	1,939	1,079	0,218	39.709	1.187	12
	XXS		2,375	1,503	0,970	0,436	64.176	1.918	20
3	Std	40	3,500	3,068	1,642	0,216	91.199	2.725	29
	XS	80	3,500	2,900	1,600	0,300	120.269	3.594	38
	XXS		3,500	2,300	1,450	0,600	197.551	5.903	62
4	Std	40	4,500	4,026	2,132	0,237	168.621	5.039	53
	XS	80	4,500	3,826	2,082	0,337	228.652	6.833	72
	XXS		4,500	3,152	1,913	0,674	386.262	11.542	121
6	Std	40	6,625	6,065	3,173	0,280	441.319	13.188	139
	XS	80	6,625	5,761	3,097	0,432	648.661	19.384	204
	XXS		6,625	4,897	2,881	0,864	1.122.642	33.547	353
8	Std	40	8,625	7,981	4,152	0,322	869.076	25.970	273
	XS	80	8,625	7,625	4,063	0,500	1.292.256	38.616	406
	XXS		8,625	6,875	3,875	0,875	2.057.516	61.483	647
10	Std	40	10,750	10,020	5,193	0,365	1.541.124	46.052	485
	XS	60	10,750	9,750	5,125	0,500	2.056.598	61.456	647
	XXS	140	10,750	8,750	4,875	1,000	3.721.697	111.213	1.170
12	Std	40	12,750	11,938	6,172	0,406	2.421.975	72.374	762
	XS		12,750	11,750	6,125	0,500	2.937.473	87.779	924
	XXS	120	12,750	10,750	5,875	1,000	5.405.147	161.519	1.700
14	Std	30	14,000	13,250	6,813	0,375	2.725.436	81.442	857
	XS		14,000	13,000	6,750	0,500	3.567.544	106.607	1.122
16	Std	30	16,000	15,250	7,813	0,375	3.584.290	107.107	1.127
	XS	40	16,000	15,000	7,750	0,500	4.702.894	140.534	1.479
20	Std	20	20,000	19,250	9,813	0,375	5.654.346	168.965	1.778
	XS	30	20,000	19,000	9,750	0,500	7.443.394	222.426	2.341
24	Std	20	24,000	23,250	11,813	0,375	8.194.202	244.862	2.577
	XS		24,000	23,000	11,750	0,500	10.810.294	323.037	3.399

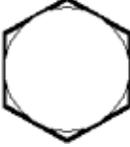
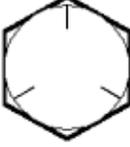
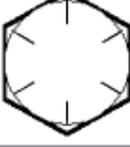
API 5L X42 (Sy=289 Mpa)									
Tamaño Nominal	Espesor Pared		Diámetros				Momento Límite	Fuerza en el Vastago	Presión de la Bomba
	Tamaño	Schedul ^e	Diámetro Externo [in]	Diámetro Interno [in]	Radio Medio [in]	Espesor pared [in]	ML [Lb.in]	F [Lb]	P [Psi]
1	Std	40	1,315	1,049	0,591	0,133	7.787	233	2
	XS	80	1,315	0,957	0,568	0,179	9.680	289	3
	XXS		1,315	0,599	0,479	0,358	13.740	411	4
2	Std	40	2,375	2,067	1,111	0,154	31.833	951	10
	XS	80	2,375	1,939	1,079	0,218	42.503	1.270	13
	XXS		2,375	1,503	0,970	0,436	68.692	2.053	22
3	Std	40	3,500	3,068	1,642	0,216	97.617	2.917	31
	XS	80	3,500	2,900	1,600	0,300	128.732	3.847	40
	XXS		3,500	2,300	1,450	0,600	211.453	6.319	66
4	Std	40	4,500	4,026	2,132	0,237	180.487	5.393	57
	XS	80	4,500	3,826	2,082	0,337	244.742	7.313	77
	XXS		4,500	3,152	1,913	0,674	413.443	12.355	130
6	Std	40	6,625	6,065	3,173	0,280	472.375	14.116	149
	XS	80	6,625	5,761	3,097	0,432	694.307	20.748	218
	XXS		6,625	4,897	2,881	0,864	1.201.643	35.908	378
8	Std	40	8,625	7,981	4,152	0,322	930.233	27.798	293
	XS	80	8,625	7,625	4,063	0,500	1.383.192	41.333	435
	XXS		8,625	6,875	3,875	0,875	2.202.304	65.810	692
10	Std	40	10,750	10,020	5,193	0,365	1.649.574	49.293	519
	XS	60	10,750	9,750	5,125	0,500	2.201.322	65.781	692
	XXS	140	10,750	8,750	4,875	1,000	3.983.594	119.039	1.253
12	Std	40	12,750	11,938	6,172	0,406	2.592.410	77.467	815
	XS		12,750	11,750	6,125	0,500	3.144.185	93.956	989
	XXS	120	12,750	10,750	5,875	1,000	5.785.509	172.885	1.819
14	Std	30	14,000	13,250	6,813	0,375	2.917.226	87.174	917
	XS		14,000	13,000	6,750	0,500	3.818.593	114.109	1.201
16	Std	30	16,000	15,250	7,813	0,375	3.836.517	114.644	1.206
	XS	40	16,000	15,000	7,750	0,500	5.033.838	150.423	1.583
20	Std	20	20,000	19,250	9,813	0,375	6.052.244	180.855	1.903
	XS	30	20,000	19,000	9,750	0,500	7.967.188	238.078	2.505
24	Std	20	24,000	23,250	11,813	0,375	8.770.831	262.093	2.758
	XS		24,000	23,000	11,750	0,500	11.571.018	345.769	3.638

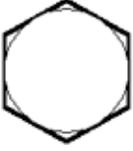
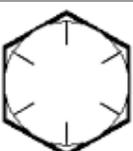
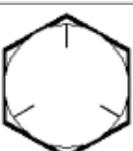
API 5L X70 (Sy=482 Mpa)									
		Espesor Pared		Diámetros			Momento Límite	Fuerza en el Vastago	Presión de la Bomba
Tamaño Nominal	Tamaño	Schedul ^e	Diámetro Externo [in]	Diámetro Interno [in]	Radio Medio [in]	Espesor pared [in]	ML [Lb.in]	F [Lb]	P [Psi]
1	Std	40	1,315	1,049	0,591	0,133	12.987	388	4
	XS	80	1,315	0,957	0,568	0,179	16.145	482	5
	XXS		1,315	0,599	0,479	0,358	22.915	685	7
2	Std	40	2,375	2,067	1,111	0,154	53.092	1.587	17
	XS	80	2,375	1,939	1,079	0,218	70.888	2.118	22
	XXS		2,375	1,503	0,970	0,436	114.566	3.424	36
3	Std	40	3,500	3,068	1,642	0,216	162.808	4.865	51
	XS	80	3,500	2,900	1,600	0,300	214.702	6.416	68
	XXS		3,500	2,300	1,450	0,600	352.665	10.538	111
4	Std	40	4,500	4,026	2,132	0,237	301.019	8.995	95
	XS	80	4,500	3,826	2,082	0,337	408.186	12.198	128
	XXS		4,500	3,152	1,913	0,674	689.549	20.605	217
6	Std	40	6,625	6,065	3,173	0,280	787.837	23.542	248
	XS	80	6,625	5,761	3,097	0,432	1.157.980	34.603	364
	XXS		6,625	4,897	2,881	0,864	2.004.124	59.888	630
8	Std	40	8,625	7,981	4,152	0,322	1.551.461	46.361	488
	XS	80	8,625	7,625	4,063	0,500	2.306.916	68.936	725
	XXS		8,625	6,875	3,875	0,875	3.673.047	109.759	1.155
10	Std	40	10,750	10,020	5,193	0,365	2.751.192	82.212	865
	XS	60	10,750	9,750	5,125	0,500	3.671.409	109.710	1.154
	XXS	140	10,750	8,750	4,875	1,000	6.643.918	198.536	2.089
12	Std	40	12,750	11,938	6,172	0,406	4.323.674	129.202	1.360
	XS		12,750	11,750	6,125	0,500	5.243.934	156.701	1.649
	XXS	120	12,750	10,750	5,875	1,000	9.649.188	288.340	3.034
14	Std	30	14,000	13,250	6,813	0,375	4.865.409	145.390	1.530
	XS		14,000	13,000	6,750	0,500	6.368.726	190.313	2.003
16	Std	30	16,000	15,250	7,813	0,375	6.398.621	191.206	2.012
	XS	40	16,000	15,000	7,750	0,500	8.395.536	250.878	2.640
20	Std	20	20,000	19,250	9,813	0,375	10.094.054	301.634	3.174
	XS	30	20,000	19,000	9,750	0,500	13.287.836	397.072	4.178
24	Std	20	24,000	23,250	11,813	0,375	14.628.168	437.124	4.600
	XS		24,000	23,000	11,750	0,500	19.298.376	576.681	6.068

ANEXO C

RESISTENCIA DE PERNOS

Las normas de prueba de pernos indican cargarlo contra su propio hilo, sin utilizar una probeta representativa. Esto genera un valor llamado carga de prueba, la cual puede utilizarse para diseñar en reemplazo de la resistencia a la fluencia. Se adjuntan las marcas con que se indica el grado de resistencia de los pernos, para las normas SAE, ASTM y Métrica. Se adjunta también la tabla de marcas de los productos American Screw.

Marcado de pernos de acero grado SAE					
Número de grado SAE	Rango del diámetro [inch]	Carga de prueba [kpsi]	Esfuerzo de ruptura [kpsi]	Material	Marcado de la cabeza
1 2	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$ $\frac{1}{4}$ - $\frac{3}{4}$ $\frac{7}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	55 33	74 60	Acero de bajo carbono ó acero al carbono	
5	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	85 74	120 105	Acero al carbono, Templado y Revenido	
5.2	$\frac{1}{4}$ - 1	85	120	Acero de bajo carbono martensítico, Templado y Revenido	
7	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	105	133	Acero al carbono aleado, Templado y Revenido	
8	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	120	150	Acero al carbono aleado, Templado y Revenido	
8.2	$\frac{1}{4}$ - 1	120	150	Acero de bajo carbono martensítico, Templado y Revenido	

Marcas para pernos de acero grado ASTM					
Designación ASTM	Rango del diámetro [inch]	Carga de prueba [kpsi]	Esfuerzo de ruptura [kpsi]	Material	Marcado de la cabeza
A307	¼ a 4			Acero de bajo carbono	
A325 tipo 1	½ a 1 1⅛ a 1½	85 74	120 105	Acero al carbono, Templado y Revenido	
A325 tipo 2	½ a 1 1⅛ a 1½	85 74	120 105	Acero de bajo carbono martensítico, Templado y Revenido	
A325 tipo 3	½ a 1 1⅛ a 1½	85 74	120 105	Acero recubierto, Templado y Revenido	
A354 grado BC				Acero aleado, Templado y Revenido	
A354 grado BD	¼ a 4	120	150	Acero aleado, Templado y Revenido	
A449	¼ a 1 1⅛ a 1½ 1¾ a 3	85 74 55	120 105 90	Acero al carbono, Templado y Revenido	
A490 tipo 1	½ a 1½	120	150	Acero aleado, Templado y Revenido	
A490 tipo 3				Acero recubierto, Templado y Revenido	

Propiedades mecánicas de elementos roscados de clase métrica					
Clase	Rango del diámetro	Carga de prueba [MPa]	Esfuerzo de ruptura [MPa]	Material	Marcado de la cabeza
4.6	M5 - M36	225	400	Acero de bajo carbono ó acero al carbono	
4.8	M1.6 - M16	310	420	Acero de bajo carbono ó acero al carbono	
5.8	M5 - M24	380	520	Acero de bajo carbono ó acero al carbono	
8.8	M16 - M36	600	830	Acero al carbono, Templado y Revenido	
9.8	M1.6 - M16	650	900	Acero al carbono, Templado y Revenido	
10.9	M5 - M36	830	1040	Acero de bajo carbono martensítico, Templado y Revenido	
12.9	M1.6 - M36	970	1220	Acero aleado, Templado y Revenido	

MARCAS DE GRADOS DE RESISTENCIA PERNOS DE ACERO							
MARCA A.S. GRADO RESISTENCIA	ESPECIFICACION			ALGUNOS USOS RECOMENDADOS	Resistencia a la tracción mínima [Kg/mm ²]	Límite de fluencia mínima [Kg/mm ²]	DUREZA
	SAE grado	ISO clase	ASTM				
		3,6		Para requerimientos menores de resistencia, metalmecánica, motores eléctricos, línea blanca. electrónica, usos generales.	34	20	53 - 70 Rb
	J429 grado 1 1/4" a 1 1/2"	4,6	A307 grado A y B	Para requerimientos de resistencia media, construcción de máquinas livianas, automotriz (piezas no afectas a fuertes tensiones), máquinas agrícolas, estructuras livianas.	42	23	70 - 95 Rb
		8,8	A449	Para requerimientos de alta resistencia a la tracción, ruedas de vehículos, partes de motores de tracción, cajas de cambio, máquinas herramientas, matrices	80	64	22 - 32 Rc
			A325	Para requerimientos de alta resistencia a la tracción y otros, especialmente para juntas estructurales exigidas mecánicamente. Debe trabajar con TU y golilla de la misma calidad	Hasta 1 φ 85 de 1 1/8 a 1 1/2 φ 74	Hasta 1 φ 65 de 1 1/8 a 1 1/2 φ 57	Hasta 1 φ 23 - 35 Rc de 1 1/8 a 1 1/2 φ 19 - 31 Rc
			A490	Para requerimientos de alta resistencia a la tracción y alta temperatura. Debe trabajar con TU y golilla de la misma calidad	105	81	32 - 38 Rc
	8	10,9		Para requerimientos de alta resistencia a la tracción, flexión, cizalle, etc. Culata de motores, paquete de resortes, pernos para ruedas vehículos pesados, bielas, etc.	105	88	31 - 38 Rc

Fuente: Catálogo de productos American Screw

ANEXO D

CAÑERÍAS

CAÑERÍAS

Características Generales:

Norma : ASTM A53-00 / ISO 65-81 / NTE INEN 1585

Estos tubos son de uso general en la conducción de fluidos como agua, vapor, gas y aire a presión.

Acabado:

- Negros con acabado de laminación y con protección de aceite inhibidor de la oxidación.
- Galvanizados por inmersión en caliente, interna y externamente.
- Capa promedio de galvanizado: ASTM 53: min 550 gr/m², ISO 65: min 350 gr/m²

Prueba Hidrostática:

Los tubos fabricados bajo especificaciones ISO contemplados en este catálogo son validados por medio de un ensayo no destructivo por corrientes de Eddy y ensayados por muestreo a una presión de 50 Ba. (700 psi).

1. Tubos ISO-65



DENOMINACIÓN		Light - 2		Light - 1	
Diámetro Exterior (D)		ESPESOR	PESO	ESPESOR	PESO
pulg.	mm	e	P	e	P
		mm	Kg/6m	mm	Kg/6m
1/2	21,30	2,00	5,68	2,30	6,54
3/4	26,90	2,30	8,28	2,30	8,34
1	33,70	2,60	11,88	2,90	13,20
1 1/4	42,40	2,60	15,24	2,90	16,92
1 1/2	48,30	2,90	19,38	2,90	19,44
2	60,20	2,90	24,48	3,20	26,94
2 1/2	76,00	3,20	34,26	3,20	34,38
3	88,70	3,20	40,32	3,60	45,30
4	113,30	3,60	58,50	4,00	64,80

2. Tubos ASTM A 53 Grado A Y B Schedule 40-80

DENOMINACIÓN		ESPESOR		PESO		SCHED.
Diam. Exterior (D)		e		P	P	
pulg.	mm	mm	Kg/m	Kg/6m		
1 1/2	48,30	3,68	4,05	24,30	40	
		5,08	5,41	32,46		
2	60,30	3,91	5,44	32,64	40	
		5,54	7,48	44,88		
2 1/2	73,00	5,16	8,63	51,78	40	
		3,18	6,72	40,32		
3	88,90	3,96	8,29	49,74	40	
		4,78	9,92	59,52		
3 1/2	101,60	5,49	11,29	67,74	40	
		3,18	7,72	46,32		
4	114,30	3,96	9,53	57,18	40	
		4,78	11,41	68,46		
4	114,30	5,74	13,57	81,42	40	
		3,18	8,71	52,26		
4	114,30	3,96	10,78	64,68	40	
		4,78	12,91	77,46		
4	114,30	5,56	14,91	89,46	40	
		6,02	16,07	96,42		

* Las medidas en pulgadas son subfraccionales

ANEXO E

HOJAS DE CÁLCULO PARA EL DISEÑO DE LA PRENSA HIDRÁULICA

ANEXO F

**REPORTES DE ACTIVIDADES DE LA CONSTRUCCIÓN,
MONTAJE Y ANALISIS ECONÓMICO (PROJECT)**

ANEXO G

TABLA Y EJEMPLO DE CÁLCULO DEL RADIO DE CURVATURA.

NOTAS PREVIAS:

Debido a que en el proceso de doblado de tubería metálica de pared gruesa existe un radio (Rm_o) y un ángulo (θ_o) a los que se desea doblar, es preciso considerar algunas relaciones ya desarrolladas en el capítulo 3.

La ecuación que relaciona el radio deseado de doblado y el radio último (Rm_f) hasta el cual es preciso ejercer la carga es la siguiente:

$$\frac{1}{Rm_f} = \frac{1}{Rm_o} - \frac{f * S_y}{r_e * E}$$

Aquí f es un factor de forma, que se calcula mediante la relación siguiente:

$$f = \frac{4r_e(r_e + r_i)}{\pi(r_e^2 + r_i^2)}$$

El Anexo B contiene tablas con especificaciones de tubería, objeto de doblado. De este se ha tomado la tabla correspondiente tubos **API 5L X70 (Sy=482 MPa)**, para con base en ella calcular el Rm_f necesario para doblar a 120° y radio de $1 \frac{1}{2}$ metros.

EJEMPLO

Para un tamaño nominal 4 (Anexo B) y cédula 40, $r_e = 4,5/2 = 2,25$ pulg., $r_i = 4,026/2 = 2,013$ pulg. Se tiene:

$$f = \frac{4(2,25)(2,25 + 2,013)}{\pi(2,25^2 + 2,013^2)}$$

$$f = 1,34$$

Dados los requerimientos siguientes:

$$Rm_o = 1,5m = 59,055 \text{ pulg } y$$

$$\theta_o = 60^\circ = 2,094 \text{ rad}$$

el radio medio final (Rm_f) será:

$$Rm_f = \left(\frac{1}{Rm_o} - \frac{f * S_y}{r_e * E} \right)^{-1}$$

$$Rm_f = \left(\frac{1}{59,055 \text{ pulg}} - \frac{1,34 * 482 \text{ MPa}}{2,25 \text{ pulg} * 206000 \text{ MPa}} \right)^{-1}$$

$$Rm_f = 64,35 \text{ [pulg]}$$

DIÁMETRO NOMIANAL (PULG.)	Radio Medio FINAL (Pulg.)	Radio Medio INICIAL (pulg.) "a obtener"	Radio Exterior (Pulg.)	Ángulo de doblado (rad)	Factor de forma
4	64,350	59,0551	2,250	2,094	1,340
	64,469	59,0551	2,250	2,094	1,367
	64,839	59,0551	2,250	2,094	1,452
6	62,515	59,0551	3,313	2,094	1,327
	62,594	59,0551	3,313	2,094	1,355
	62,807	59,0551	3,313	2,094	1,432
8	61,664	59,0551	4,313	2,094	1,321
	61,718	59,0551	4,313	2,094	1,346
	61,827	59,0551	4,313	2,094	1,399
10	61,124	59,0551	5,375	2,094	1,316
	61,149	59,0551	5,375	2,094	1,332
	61,242	59,0551	5,375	2,094	1,389
12	60,786	59,0551	6,375	2,094	1,314
	60,799	59,0551	6,375	2,094	1,323
	60,865	59,0551	6,375	2,094	1,372
14	60,619	59,0551	7,000	2,094	1,307
	60,633	59,0551	7,000	2,094	1,319
16	60,415	59,0551	8,000	2,094	1,303
	60,425	59,0551	8,000	2,094	1,313
20	60,133	59,0551	10,000	2,094	1,297
	60,140	59,0551	10,000	2,094	1,305

$$\begin{aligned} S_y &= 482 \text{ Mpa} \\ E &= 206000 \text{ Mpa}^{\text{§§§§§}} \\ S_y / E &= 0,00234 \end{aligned}$$

§§§§§ SINGER & PYTEL, Resistencia de materiales, 4ta edición, Editorial OXFORD, México, 1987, pág. xxvii

NOTA: Con base en
ANEXO B

API 5L X70
($S_y=482$ Mpa)

ANEXO H

DISEÑO DE LA SOLDADURA

DISEÑO DE LA SOLDADURA

INTRODUCCION

La soldadura de la estructura de la prensa hidráulica esta basada en las especificaciones de la AISC-LRFD, sección J-2.

Para asegurar una buena soldadura se deben seguir tres pasos importantes:

1. Establecer el procedimiento de Soldadura.
2. Usar soldadores calificados.
3. Usar inspectores competentes.

Para lograr una buena soldadura existen algunos factores importantes entre los que se destacan:

- Selección de tipo de electrodos
- Intensidad de corriente y voltaje de alimentación de la maquina
- Material base
- Posición de soldadura

SOLDADURA DE LA ESTRUCTURA DE LA PRENSA HIDRAULICA

Proceso de soldadura: El proceso de soldadura seleccionado es el SMAW (soldadura con electrodo revestido); por se este mas económico que otros procesos y mas versátil.

Tipo de soldadura: el tipo de soldadura seleccionada para la unión permanente de los elementos es la soldadura a filete para todos los elementos.

Material Base: Es el acero estructural ASTM-A36.

Tipo de Electrodo: Se usara un electrodo E7018

Soldadura a Filete.

Las pruebas han mostrado que la soldadura de filete es más resistente a la tensión y compresión que al corte.

Cuando las soldaduras a filete se prueban a la ruptura, parecen fallar por corte en ángulos de 45° grados. Por consiguiente su resistencia se propone igual al esfuerzo de corte permisible por el área teórica de la garganta de soldadura. El área de la garganta es igual al grueso teórico de esta por la longitud de la soldadura.

Para el filete de 45° grados o de lados iguales, el grueso de la garganta es de 0.707 veces el tamaño de la soldadura, pero tiene diferentes valores para soldaduras de filete de lados desiguales.

RESISTENCIA DE LA SOLDADURA.

Las soldaduras de filete transversales son más fuertes que las de filetes longitudinales, por dos razones.

1. Están sometidas a esfuerzos más uniformes sobre toda su longitud.
2. Poseen áreas efectivas más grandes en la garganta.

Para simplificar los cálculos se determina la resistencia de los filetes a lo largo de los ejes longitudinales independientemente de la aplicación de la carga. Las especificaciones del Manual de la AISC-LRFD, permiten una resistencia mayor para soldaduras de filete dependiendo del ángulo de la carga con respecto al eje de la soldadura.

REQUISITOS DEL LRFD

El material del electrodo deberá tener propiedades del material base. Si las propiedades son comparables se dice que el metal de aportación es compatible con el metal base.

La tabla J2.5 proporciona las resistencias nominales de varios tipos de soldadura entre ellas la soldadura a filete.

Donde:

A_{BM} = Área de la sección transversal en el material base [in^2]

A_w = Área efectiva de la sección transversal de la soldadura [in^2]

ϕ = Factor de resistencia

La resistencia de diseño de una soldadura específica se toma como el menor de los valores de ϕF_w (F_w , es la resistencia nominal de la soldadura) y ϕF_{BM} (F_{BM} , es la resistencia nominal del metal base).

Para soldadura de filete la resistencia nominal por esfuerzos en el área efectiva de la soldadura es $0.60 F_{EXX}$ (F_{EXX} , es la resistencia por calificación del metal base) y ϕ es igual a 0.75. Si se tiene tensión o compresión paralela al eje de la soldadura, la resistencia nominal del metal base F_{BM} es F y ϕ es igual a 0.9.

La resistencia de diseño por cortante de los miembros conectados es $\phi F_n A_{ns}$ en donde ϕ es 0.75, F_n es $0.6F_u$ y A_{ns} es el área neta sujeta a cortante.

Además de los esfuerzos nominales dados en la tabla existen otras recomendaciones preliminares de la AISC-LRFD, de las cuales mencionamos las siguientes:

- AISC: La longitud mínima de una soldadura de filete no debe ser menor de 4 veces la dimensión nominal del lado de la soldadura. Si su longitud real es

menor de este valor, el grueso (garganta) de la soldadura considerada efectiva debe reducirse a $\frac{1}{4}$ de la longitud de la soldadura.

- La garganta máxima de una soldadura de filete, para material de 6.35 mm. es de 6.35 mm. Para material de mayor espesor, no debe ser mayor que el espesor del material, para espesores de menos de 1.58 mm. (1/16"), si es que la soldadura no se arregla especialmente para dar un grueso completo de la garganta.
- Cuando es posible debe darse vuelta en los extremos (remates) para soldaduras filetes. Esto reduce los concentradores de esfuerzos en los extremos.
- Cuando las soldaduras de filete se utilizan solas para la conexión de placas o barras, su longitud real es igual a la longitud teórica menos 10 siempre y cuando se exprese en mm.
- El grueso práctico mínimo para soldadura es aproximadamente 3 mm. (1/8") y el grueso que probablemente es más económico es alrededor de 8mm (5/16"). La soldadura de 8mm es el grueso máximo que se debe realizar manualmente en una pasada.
- El factor de seguridad para conexiones con soldadura de arco se recomienda un valor de 2.2.
- Son preferibles los cordones delgados continuos, a los de mayores espesores interrumpidos.
- La garganta debe ser ≤ 0.7 del espesor de la chapa más delgada que haya en la unión.
- No usar más de 3 diámetros de electrodos diferentes en una misma unión.

La regla empleada para soldaduras no calculadas es la siguiente: para una soldadura sometida a carga paralela y carga transversal, simultáneamente, la dimensión debe ser de $\frac{3}{4}$ del espesor de la placa, la longitud debe ser igual a la longitud de la placa y la placa se debe soldar a ambos lados. Para diseños en que la rigidez es el factor básico, utilizar una longitud del lado (dimensión de la soldadura) igual a $\frac{3}{8}$ del espesor de la placa.

$w = \frac{3}{8} * t$, donde: w es la dimensión de la soldadura, t es el espesor de la placa más delgada.

TABLE J2.1
Effective Throat Thickness of
Partial-Penetration Groove Welds

Welding Process	Welding Position	Included Angle at Root of Groove	Effective Throat Thickness
Shielded metal arc Submerged arc	All	J or U joint	Depth of chamfer
Gas metal arc		Bevel or V joint $\geq 60^\circ$	
Flux-cored arc		Bevel or V joint $< 60^\circ$ but $\geq 45^\circ$	Depth of chamfer minus $\frac{1}{8}$ -in.

TABLE J2.2
Effective Throat Thickness of Flare Groove Welds

Type of Weld	Radius (R) of Bar or Bend	Effective Throat Thickness
Flare bevel groove	All	$\frac{5}{16}R$
Flare V-groove	All	$\frac{1}{2}R$

[a] Use $\frac{3}{8}R$ for Gas Metal Arc Welding (except short circuiting transfer process) when $R \geq 1$ in.

TABLE J2.3
Minimum Effective Throat Thickness of
Partial-Joint-Penetration Groove Welds

Material Thickness of Thicker Part Joined (in.)	Minimum Effective Throat Thickness[a] (in.)
To $\frac{1}{4}$ inclusive	$\frac{1}{8}$
Over $\frac{1}{4}$ to $\frac{1}{2}$	$\frac{3}{16}$
Over $\frac{1}{2}$ to $\frac{3}{4}$	$\frac{1}{4}$
Over $\frac{3}{4}$ to $1\frac{1}{2}$	$\frac{5}{16}$
Over $1\frac{1}{2}$ to $2\frac{1}{4}$	$\frac{3}{8}$
Over $2\frac{1}{4}$ to 6	$\frac{1}{2}$
Over 6	$\frac{5}{8}$

[a] See Section J2.

TABLE J2.4
Minimum Size of Fillet Welds^[b]

Material Thickness of Thicker Part Joined (in.)	Minimum Size of Fillet Weld[a] (in.)
To $\frac{1}{4}$ inclusive	$\frac{1}{8}$
Over $\frac{1}{4}$ to $\frac{1}{2}$	$\frac{3}{16}$
Over $\frac{1}{2}$ to $\frac{3}{4}$	$\frac{1}{4}$
Over $\frac{3}{4}$	$\frac{5}{16}$

[a] Leg dimension of fillet welds. Single pass welds must be used.
[b] See Section J2.2b for maximum size of fillet welds.

TABLE J2.5
Design Strength of Welds

Types of Weld and Stress [a]	Material	Resistance Factor ϕ	Nominal Strength F_{DM} or F_w	Required Weld Strength Level [b,c]
Complete-Joint-Penetration Groove Weld				
Tension normal to effective area	Base	0.90	F_y	Matching weld must be used.
Compression normal to effective area	Base	0.90	F_y	Weld metal with a strength level equal to or less than matching weld metal is permitted to be used.
Tension or compression parallel to axis of weld				
Shear on effective area	Base Weld electrode	0.90 0.80	$0.60F_y$ $0.60F_{EXX}$	
Partial-Joint-Penetration Groove Weld				
Compression normal to effective area	Base	0.90	F_y	Weld metal with a strength level equal to or less than matching weld metal is permitted to be used.
Tension or compression parallel to axis of weld [d]				
Shear parallel to axis of weld	Base Weld electrode	0.75	[e] $0.60F_{EXX}$	
Tension normal to effective area	Base Weld electrode	0.90 0.80	F_y $0.60F_{EXX}$	
Fillet Welds				
Shear on effective area	Base Weld electrode	0.75	[f] $0.60F_{EXX}$	Weld metal with a strength level equal to or less than matching weld metal is permitted to be used.
Tension or compression parallel to axis of weld [d]	Base	0.90	F_y	
Plug or Slot Welds				
Shear parallel to faying surfaces (on effective area)	Base Weld electrode	0.75	[e] $0.60F_{EXX}$	Weld metal with a strength level equal to or less than matching weld metal is permitted to be used.
<p>[a] For definition of effective area, see Section J2.</p> <p>[b] For matching weld metal, see Table 4.1, AWS D1.1.</p> <p>[c] Weld metal one strength level stronger than matching weld metal is permitted.</p> <p>[d] Fillet welds and partial-joint-penetration groove welds joining component elements of built-up members, such as flange-to-web connections, are not required to be designed with to the tensile or compressive stress in these elements parallel to the axis of the welds.</p> <p>[e] The design of connected material is governed by Sections J4 and J5.</p> <p>[f] For alternative design strength, see Appendix J2.4.</p>				

CALCULOS:

Los cálculos se realizaron con ayuda de una hoja de calculo de Microsoft Excel.

DISEÑO DE SOLDADURAS DE: FILETE A TRACCIÓN

Especificaciones del cordón:

Lado de la Soldadura (mm)	=	6
Longitud del Cordón (mm)	=	200
Número de Cordones (n)	=	2
Garganta de la Soldadura (mm)	g =	6

Especificaciones del Electrodo: E - 7018

Resistencia por Calificación del Metal Base

$$F_{Exx} = 70 \text{ kpsi}$$

$$F_{Exx} = 4921,7 \text{ kg/cm}^2$$

Factor de Resistencia del Electrodo

$$f_w = 0,6$$

Resistencia Nominal de la Soldadura

$$F_w = f_w * F_{Exx}$$

$$F_w = 2953,02 \text{ kg/cm}^2$$

Capacidad de la Soldadura

$$C_w = F_w * g * n * L$$

$$C_w = 70872,48 \text{ kg}$$

$$C_w = 70,87 \text{ ton}$$

RESISTENCIA DE DISEÑO DE LA PLACA

MATERIAL: ASTM A-36

Esfuerzo de Fluencia

$$S_y = 2531 \text{ kg/cm}^2$$

$$S_y = 24,8038 \text{ kN/cm}^2$$

DIMENSIONES DE LA PLACA

Ancho de la placa

$$B = 300 \text{ mm}$$

Espesor de la placa

$$e = 13 \text{ mm}$$

Área de la Placa

$$A_{pl} = 39 \text{ cm}^2$$

Factor de Resistencia de la Placa Base

$$f_{pl} = 0,75$$

Resistencia al Diseño de la Placa

$$Cpl = fpl * Sy * Apl$$

$$Cpl = 74031,75 \text{ kg}$$

Carga que debe soportar la soldadura

$$Ct = P = 50000 \text{ kg} = 50 \text{ Ton}$$

DISEÑO DE SOLDADURAS DE: FILETE A CORTANTE Y TORSIÓN

Especificaciones de los cordones:

$$\text{Long. Horizontal 1 de la Sold. (mm)} \quad a1 = 345$$

$$\text{Long. Horizontal 2 de la Sold. (mm)} \quad a2 = 210$$

$$\text{Long. Vertical de la Soldadura (mm)} \quad b = 670$$

$$\text{Espesor de Plancha 1 (mm)} \quad t1 = 25,4$$

$$\text{Espesor de Plancha 2 (mm)} \quad t2 = 25,4$$

$$\text{Garganta de la Soldadura (mm)} \quad g = 17,78$$

$$\text{Garganta de la Soldadura (pulg)} \quad g = 0,70$$

9.4 LA SOLDADURA VERTICAL TIENE UNA RESISTENCIA DE:

Si se considera una longitud de:

Longitud de la Soldadura Vertical

$$V = b = 25,4 \text{ mm} = 1,00 \text{ pulg}$$

Factor de Resistencia

$$f = 0,75$$

Especificaciones del Electrodo: E - 7018

Resistencia por Calificación del Metal Base

$$FExx = 70 \text{ kpsi}$$

$$FExx = 4921,7 \text{ kg/cm}^2$$

Factor de Resistencia del Electrodo

$$fw = 0,6$$

Resistencia Nominal de la Soldadura

$$Fw = fw * FExx$$

$$Fw = 42 \text{ kpsi}$$

$$Fw = 2969,82 \text{ kg/cm}^2$$

Capacidad de la Soldadura Vertical

$$Cw v = f * Fw * g * V$$

$$Cw v = 22,05 \text{ klb/pulg}$$

$$Cw v = 3945,96 \text{ kg/cm}$$

LA SOLDADURA HORIZONTAL TIENE UNA RESISTENCIA DE:

Si se considera una longitud de:

Long. de la Soldadura Horizontal 1

$H1 = a1 = 25,4 \text{ mm} = 1,00 \text{ pulg}$

Cap. de la Soldadura Horizontal 1

$$C_{wh1} = f * F_w * g * \{1 + 0.5 * [\text{sen}(90)]^{(1.5)}\} * H1$$

$$C_{wh1} = 33,08 \text{ klb/pulg}$$

$$C_{wh1} = 5918,93 \text{ kg/cm}$$

Si se considera una longitud de:

Long. de la Soldadura Horizontal 2

$H2 = a2 = 25,4 \text{ mm} = 1,00 \text{ pulg}$

Cap. de la Soldadura Horizontal 2

$$C_{wh2} = f * F_w * g * \{1 + 0.5 * [\text{sen}(90)]^{(1.5)}\} * H2$$

$$C_{wh2} = 33,08 \text{ klb/pulg}$$

$$C_{wh2} = 5918,93 \text{ kg/cm}$$

DISEÑO DE SOLDADURAS A: TOPE

RESISTENCIA DE DISEÑO DE LA PLACA

MATERIAL: ASTM A-36

Esfuerzo de Fluencia

$$S_y = 2531 \text{ kg/cm}^2$$

$$S_y = 24,8038 \text{ kN/cm}^2$$

DIMENSIONES DE LA PLACA

Largo de la placa

$$B = 1032 \text{ mm}$$

Espesor de la placa

$$e = 25 \text{ mm}$$

Área de la Placa

$$A_{pl} = 258 \text{ cm}^2$$

Factor de Resistencia de la Placa Base

$$f_{pl} = 0,9$$

Resistencia al Diseño de la Placa

$$C_{pl} = f_{pl} * S_y * A_{pl}$$

$$C_{pl} = 587698,2 \text{ kg}$$

$$C_{pl} = 587,70 \text{ ton}$$

Carga que debe soportar la soldadura

$$C_t = 2 * P = 100000 \text{ kg} = 100 \text{ Ton}$$

GUIA PRACTICA PARA USO Y SELECCIÓN DE ELECTRODOS

AGA

Member of the Linde Gas Group

ELECTRODOS COMUNES

C13 AWS 6011

Resistencia a la Tracción: 60,000 lb/pulg²

Características: Electrodo Celulosos, para soldaduras de penetración. El arco es muy estable, potente y el material depositado de solidificación rápida, fácil aplicación con corriente continua y alterna. Los depósitos son de alta calidad en cualquier posición.

Aplicaciones: soldadura para aceros no templables (aceros dulces) Carpintería metálica. Estructuras metálicas. Bastidores para máquinas. Chapas gruesas y delgadas.

R10 AWS 6013

Resistencia a la Tracción: 60,000 lb/pulg²

Características: Electrodo diseñado para depositar cordones y filetes de un aspecto excelente y sobresalientes características mecánicas. Es un electrodo de arranque rápido en frío, de fácil remoción de escoria, que en muchos casos se desprende sola. Gran velocidad de avance y poca pérdida por salpicadura.

Aplicaciones: todo tipo de recipientes sometido o no a presión. Calderería. Fabricación de puertas y ventanas.

R15 (electrodo azul) AWS 6013

Resistencia a la Tracción: 60,000 lb/pulg²

Características: electrodo de operación muy suave, sin salpicaduras, aplicable en todas las posiciones. Adecuado para la soldadura de los aceros de bajo carbono sin aleación, de uso corriente en carpintería metálica y construcciones metálicas en general. Electrodo de excelentes características de encendido y re-encendido, escoria de muy fácil remoción.

Aplicaciones: especial para carpintería metálica. Fabricación de puertas y ventanas. Carrocería y chasis. Estructuras.

B10 AWS 7018

Resistencia a la Tracción: 70,000 lb/pulg²

Características: Electrodo con revestimiento de bajo hidrógeno, con polvo de hierro. Indicado para la soldadura de aceros de alta resistencia a la tracción así como para aceros de construcción. Su arco es sumamente estable, poco chisporroteo y para mejores resultados úsese arco corto.

Aplicaciones: para aceros de mediano y bajo carbono, baja aleación. Para aceros laminados en frío, por sus características de resistencia a la deformación a altas temperaturas, su fácil manejo y óptimo rendimiento, es especialmente adecuado. Para soldadura de tubería de vapor. Calderas de alta presión, tanques. Piezas para maquinaria pesada. Construcciones metálicas en obra. Reparaciones navales.

5 CONDICIONES ESENCIALES PARA SOLDAR CORRECTAMENTE

- DIAMETRO CORRECTO DEL ELECTRODO
- CORRIENTE APROPIADA
- LONGITUD DE ARCO CORRECTA
- VELOCIDAD CORRECTA
- ANGULO CORRECTO DEL ELECTRODO

CALIDAD DE LA SOLDADURA

Además del sonido especial constante que se produce cuando se mantiene un arco correcto, la figura del baño de fusión y el movimiento del metal en la parte posterior del baño sirven de guía para comprobar la calidad de la soldadura. Cuando la soldadura se deposita correctamente, las ondulaciones del cordón son uniformes y suaves, sin socavación ni solapes.

1. DIAMETRO CORRECTO DEL ELECTRODO

Para escoger el diámetro correcto del electrodo deben considerarse varios factores, tales como el tipo, posición y preparación de la junta, capacidad del electrodo para soportar una corriente alta sin dañar el metal de soldadura y sin pérdida de la eficiencia del metal de aportación; el cuerpo del metal base y su habilidad para mantener sus propiedades después de soldado; características del ensamblaje en relación con los efectos de deformaciones por la aplicación de calor; posibilidad de tratamiento térmico antes o después de soldar; los requerimientos específicos de calidad de soldadura, y el costo para obtener los resultados deseados.

2. CORRIENTE APROPIADA

Si la corriente fijada en la máquina es muy alta o muy baja, la soldadura no será de su agrado. Si es muy alta, el electrodo se fundirá rápidamente y el baño de fusión será extenso e irregular. Si la intensidad es muy baja, no habrá calor suficiente para fundir el metal base y el baño será muy pequeño, abultado y de aspecto irregular.

LONGITUD DE ARCO CORRECTA

Si el arco es muy largo, el metal se fundirá en la punta del electrodo formando grandes globos, oscilando de lado a lado mientras el electrodo fluctúa, produciendo un cordón ancho, salpicado y muy irregular, con fusión pobre entre el metal base y el depositado. Si el arco es muy corto, no hay calor suficiente para fundir el metal base apropiadamente y el electrodo se pegará fuertemente a la pieza, produciendo cordones altos, con dilataciones irregulares y falta de fusión, con escoria y porosidades.

VELOCIDAD CORRECTA

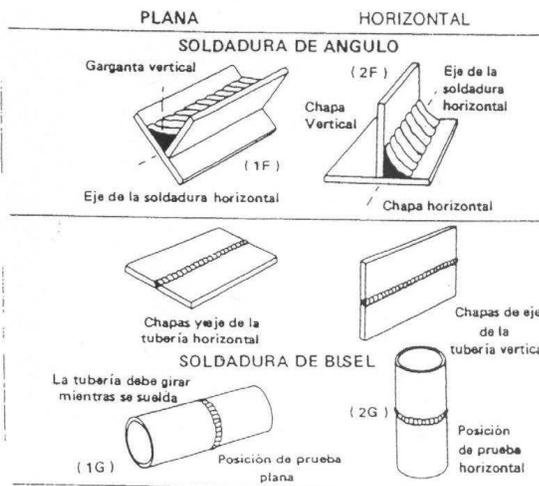
Si la velocidad es excesiva, el baño no se mantiene el tiempo necesario, dando lugar a que las impurezas y gases queden atrapados al enfriarse. El cordón es estrecho y de bordes puntiagudos. Cuando la velocidad es muy lenta el metal se sobrecalienta, haciendo un cordón alto y con ribetes rectos.

ANGULO CORRECTO DEL ELECTRODO

El ángulo del electrodo es de vital importancia, particularmente en soldaduras de ángulos y en juntas con biselés profundos. En general, y cuando se hagan soldaduras de ángulos, el electrodo se debe mantener en el centro de éste, entre las dos chapas (como muestra a la derecha), y perpendicular a la línea de la soldadura. Cuando se produzca socavadura en el miembro vertical, duzca el ángulo del arco y diríjalo hacia aquí.



POSICIONES DE SOLDADURA



PROBLEMAS COMUNES EN SOLDADURA Y FORMA DE EVITARLOS

SOLDADURA POROSA



IDENTIFICACIÓN DE LOS ELECTRODOS DE ACERO AL CARBONO

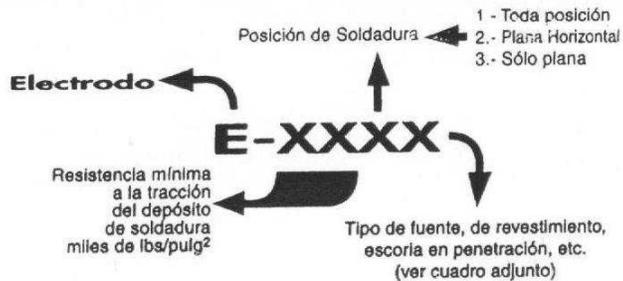
Código de colores NEMA

La National Electric Manufacturing Association (Asociación Nacional de Productores Eléctricos, de EE.UU.) ha establecido un Código de colores para cada clase de electrodos, con el fin de poder identificar y comprar electrodos de diferentes marcas con cada Clase AWS existente. Esta identificación se realiza a través de Colores Distintivos, ubicados en algún lugar que en el esquema se indica:



Sistema Clasificación AWS

La American Welding Society ha clasificado los electrodos de acero dulce y baja aleación con un número de 4 o 5 dígitos, precedidos por una "E" y en algunos casos acompañado de un sufijo.



Cuarto Dígito	Tipo de Revestimiento	Corriente de Soldadura
1	Celulosa, potasio	CA o CC (+) o
2	Titanio, sodio	CA o CC (-)
3	Titanio, potasio	CA o CC (-) o (+)
4	Polvo hierro, titanio	CA o CC (-) o (+)
5	Bajo hidrógeno, sodio	CC(+)
6	Bajo hidrógeno, potasio	CA o CC(+)
7	Polvo hierro, óxido hierro	CA o CC
8	Polvo hierro, bajo hidrógeno	CA o CC (+)

Quando el cuarto dígito es 0, el tipo de revestimiento y corriente de soldadura se determinan por el tercer dígito. Por ejemplo, E 6010 indica un revestimiento de celulosa sodio y trabajo con CC polaridad positiva, mientras que las E 6020 y 6030 tienen revestimiento de óxido de

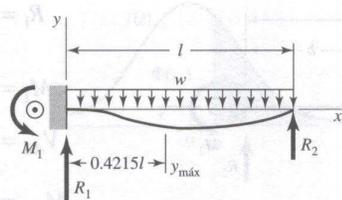
CLAVES PARA EL SISTEMA DE CLASIFICACIÓN DE ACEROS AL CARBONO BAJA ALEACIÓN AISI - SAE

- El primer dígito indica el tipo al cual pertenece el acero.
- En el caso de Aceros Aleados simples, el segundo dígito indica el porcentaje aproximado del elemento de aleación predominante.
- Los dos últimos dígitos indican el contenido del Carbono en centésimas de por ciento.

TIPO DE ACERO	NÚMERO
Aceros al Carbono	1XXX
Carbono Corriente	10XX
Corte-Franco (Free-Cutting)	11XX
Aceros al Manganeso (1.75)%	13XX
Aceros al Niquel	2XXX
Niquel 3.5%	23XX
Niquel 5%	25XX
Aceros al Cromo-Niquel	3XXX
Niquel 1.25%, Cromo 0.60%	31XX
Niquel 1.75%, Cromo 1.00%	32XX
Niquel 3.50%, Cromo 1.50%	33XX
Aceros al Molibdeno	4XXX
Molibdeno 0,20% a 0.25%	40XX
Aceros al Cromo-Molibdeno	
Cromo 0,50,0.80 o 0.95%, Molibdeno 0.12,0.20 o 0.30%	41XX
Aceros al Niquel-Cromo-Molibdeno	
Niquel 1.83%, Cromo 0.50 o 0.80%, Molibdeno 0.25%	43XX
Aceros al Niquel-Molibdeno	
Niquel 0.85 a 1.83%, Molibdeno 0.20 a 0.25%	46XX
Niquel 3.5%, Molibdeno 0.25%	48XX
Aceros al Cromo	5XXX
Cromo 0.40%	50XX
Cromo 1.00%	51XX
Cromo 1.50%	52XX
Aceros al Cromo Vanadio	6XXX
Cromo 1.00%. Vanadio 0.10%	61XX
Aceros al Niquel-Cromo-Molibdeno	8XXX
Niquel 0.55%, Cromo 0.50%, Molibdeno 0.20%	86XX
Niquel 0.55%, Cromo 0.50%, Molibdeno 0.25%	87XX
Niquel 0.55%, Cromo 0.50%, Molibdeno 0.35%	88XX
Aceros al Silicio	9XXX
Silicio 2.00%	92XX
Aceros al Niquel-Cromo-Molibdeno	
Niquel 3.00%, Cromo 1.20%, Molibdeno	93XX
Niquel 1.00%, Cromo 0.80%, Molibdeno 0.10%	98XX

ANEXO I
CORTANTE, MOMENTO Y DEFLEXIÓN EN VIGAS

13 Empotramiento y apoyo simple:
carga uniforme



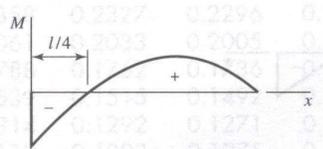
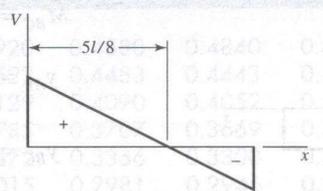
$$R_1 = \frac{5wl}{8} \quad R_2 = \frac{3wl}{8} \quad M_1 = -\frac{wl^2}{8}$$

$$V = \frac{5wl}{8} - wx$$

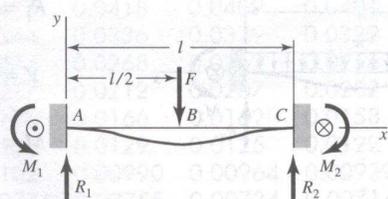
$$M = \frac{w}{8}(4x^2 + 5lx - l^2)$$

$$y = \frac{wx^2}{48EI}(l-x)(2x-3l)$$

$$y_{\text{máx}} = -\frac{wl^4}{185EI}$$



14 Doble empotramiento: carga central



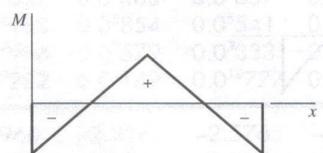
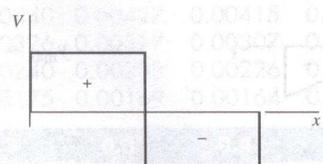
$$R_1 = R_2 = \frac{F}{2} \quad M_1 = M_2 = -\frac{Fl}{8}$$

$$V_{AB} = -V_{BC} = \frac{F}{2}$$

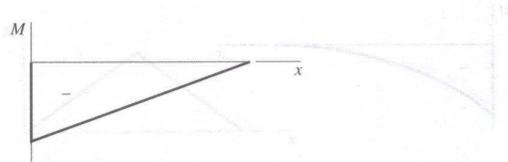
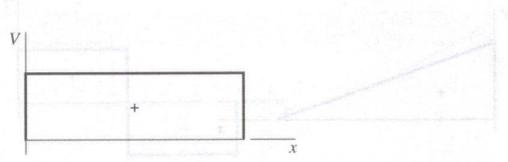
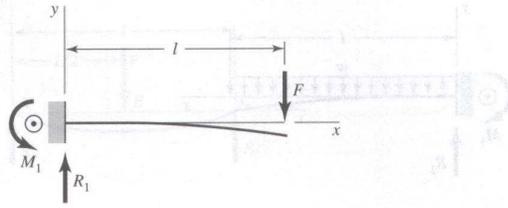
$$M_{AB} = \frac{F}{8}(4x-l) \quad M_{BC} = \frac{F}{8}(3l-4x)$$

$$y_{AB} = \frac{Fx^2}{48EI}(4x-3l)$$

$$y_{\text{máx}} = -\frac{Fl^3}{192EI}$$



1 En voladizo: carga en extremo



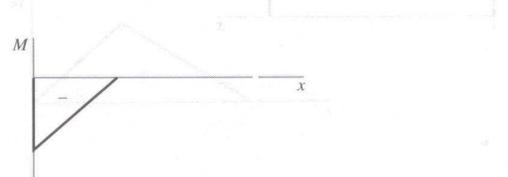
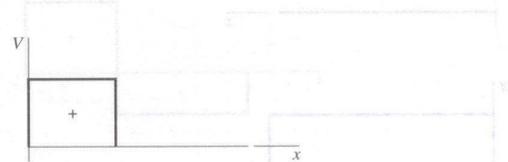
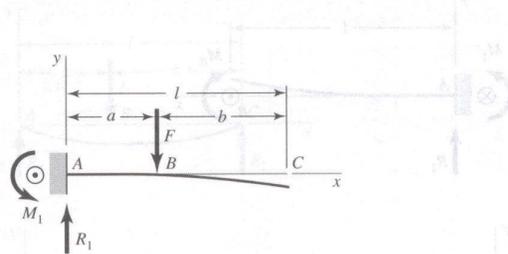
$$R_1 = V = F \quad M_1 = -Fl$$

$$M = F(x-l)$$

$$y = \frac{Fx^2}{6EI}(x-3l)$$

$$y_{\text{máx}} = -\frac{Fl^3}{3EI}$$

2 En voladizo: carga intermedia



$$R_1 = V = F \quad M_1 = -Fa$$

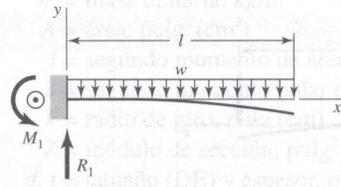
$$M_{AB} = F(x-a) \quad M_{BC} = 0$$

$$y_{AB} = \frac{Fx^2}{6EI}(x-3a)$$

$$y_{BC} = \frac{Fa^2}{6EI}(a-3x)$$

$$y_{\text{máx}} = \frac{Fa^2}{6EI}(a-3l)$$

3 En voladizo: carga uniforme

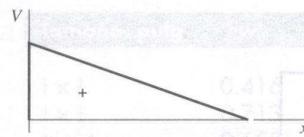


$$R_1 = wl \quad M_1 = -\frac{wl^2}{2}$$

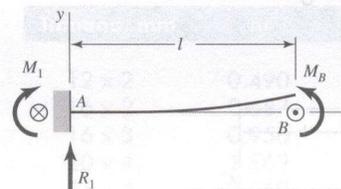
$$V = w(l-x) \quad M = -\frac{w}{2}(l-x)^2$$

$$y = \frac{wx^2}{24EI}(4lx - x^2 - 6l^2)$$

$$y_{\text{máx}} = -\frac{wl^4}{8EI}$$

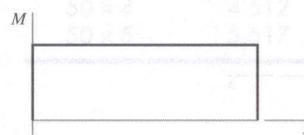
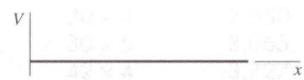


4 En voladizo: carga de momento



$$R_1 = 0 \quad M_1 = M_B \quad M = M_B$$

$$y = \frac{M_B x^2}{2EI} \quad y_{\text{máx}} = \frac{M_B l^2}{2EI}$$



ANEXO J
FOTOGRAFIAS DE APLICACION EN EL DOBLADO DE
TUBERIAS

ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DE LA PRENSA



FOTOGRAFIA No 1: Conjunto Motor – Bomba – Radiador



FOTOGRAFIA No 2: Pórtico – Estructura Soportante



FOTOGRAFÍA No. 3: Mando del sistema hidráulico



FOTOGRAFÍA No. 4: Matriz de doblado (tubería de 6 pulgadas)



FOTOGRAFÍA No. 5: Porta – Matriz



FOTOGRAFÍA No. 6: Cilindro y Eje



FOTOGRAFÍA No. 7: Bastidor



FOTOGRAFÍA No 8: Montaje de tubería sobre soportes



FOTOGRAFÍA No 9: Manipuleo de tubería



FOTOGRAFÍA No 10: Doblado de tubería de 12 pulgadas XS



FOTOGRAFÍA No 11: Comprobación de deformaciones



FOTOGRAFÍA No. 12: Plantilla con tubo doblado



FOTOGRAFÍA No. 13: Proceso de doblado

ANEXO K

PLANOS