



Universidad de San Carlos de Guatemala
Facultad de Ingeniería
Escuela de Ingeniería Mecánica

**DISEÑO DE CARRO HIDRÁULICO CON CAPACIDAD DE 12
TONELADAS PARA EL ABASTECIMIENTO DE ROLLOS DE
LÁMINA NEGRA EN LA PLANTA DE PRODUCCIÓN DE LÁMINA
GALVANIZADA DE ACEROS DE GUATEMALA ZONA 12.**

Carlos Fernando López Robledo
Asesorado por el Ing. Carlos Estuardo Caballeros García

Guatemala, octubre de 2006

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA



FACULTAD DE INGENIERÍA

**DISEÑO DE CARRO HIDRÁULICO CON CAPACIDAD DE 12
TONELADAS PARA EL ABASTECIMIENTO DE ROLLOS DE
LÁMINA NEGRA EN LA PLANTA DE PRODUCCIÓN DE LÁMINA
GALVANIZADA DE ACEROS DE GUATEMALA ZONA 12.**

TRABAJO DE GRADUACIÓN

PRESENTADO A JUNTA DIRECTIVA DE LA
FACULTAD DE INGENIERÍA

POR

CARLOS FERNANDO LÓPEZ ROBLEDO

ASESORADO POR EL ING. CARLOS ESTUARDO CABALLEROS GARCÍA

AL CONFERÍRSELE EL TÍTULO DE

INGENIERO MECÁNICO

GUATEMALA, OCTUBRE DE 2006

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA

FACULTAD DE INGENIERÍA



NÓMINA DE JUNTA DIRECTIVA

DECANO	Ing. Murphy Olympto Paiz Recinos
VOCAL I	Inga. Glenda Patricia Garcia Soria
VOCAL II	Lic. Amahán Sánchez Álvarez
VOCAL III	Ing. Julio David Galicia Celada
VOCAL IV	Br. Kenneth Issur Estrada Ruiz
VOCAL V	Br. Elisa Yazminda Vides Leiva
SECRETARIA	Inga. Marcia Ivonne Véliz Vargas

TRIBUNAL QUE PRACTICÓ EL EXAMEN GENERAL PRIVADO

DECANO	Ing. Sydney Alexander Samuels Milson
EXAMINADOR	Ing. Carlos Humberto Pérez Rodríguez
EXAMINADOR	Ing. Álvaro Antonio Ávila Pinzón
EXAMINADOR	Ing. Anacleto Medina Gómez
SECRETARIO	Ing. Pedro Antonio Aguilar Polanco

HONORABLE TRIBUNAL EXAMINADOR

Cumpliendo con los preceptos que establece la ley de la Universidad de San Carlos de Guatemala, presento a su consideración mi trabajo de graduación titulado:

DISEÑO DE CARRO HIDRÁULICO CON CAPACIDAD DE 12 TONELADAS PARA EL ABASTECIMIENTO DE ROLLOS DE LÁMINA NEGRA EN LA PLANTA DE PRODUCCIÓN DE LÁMINA GALVANIZADA DE ACEROS DE GUATEMALA ZONA 12,

tema que fuera aprobado por la Coordinación de la Escuela de Ingeniería Mecánica, con fecha de mayo de 2005.

Carlos Fernando López Robledo

ACTO QUE DEDICO A:

DIOS	Por darme la vida y sabiduría para llegar a culminar este logro en mi vida.
MI MADRE	Adriana Robledo, por su apoyo en los momentos difíciles, tenacidad, esfuerzo y amistad. Su amor fue lo que me motivó a seguir adelante y finalizar mi formación profesional.
MI PADRE	Carlos López, con cariño.
MI ABUELITA	Adilia Robledo, por sus sabios consejos y oraciones con amor.
MIS HERMANOS	Christian, Gustavo y Mónica con cariño.
MI NOVIA	Claudia Amarilis Morales Galicia por su ayuda y amor incondicional.
MIS SOBRINOS	Adolfo, Christian, José Alejandro y Rodrigo .
MIS TIOS	Aidecita, Beby, Miriam, Juanito y Chus.
MIS PRIMOS	Gabriel, Gracie, Jazmín, André y José David.

MIS CUÑADAS

Vivian y Saida.

MIS AMIGOS

Por su compañerismo y apoyo.

AGRADECIMIENTOS A:

ACEROS DE GUATEMALA

por permitirme realizar este trabajo de graduación basado en el proceso productivo de una de sus plantas.

ING. ESTUARDO CABALLEROS

por la orientación y apoyo en la realización del presente trabajo de graduación.

ÍNDICE GENERAL

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES.....	V
LISTA DE SÍMBOLOS.....	VII
GLOSARIO.....	IX
RESUMEN.....	XIII
OBJETIVOS.....	XV
INTRODUCCIÓN.....	XVII
1. ANTECEDENTES GENERALES DE LA PLANTA DE PRODUCCIÓN DE LÁMINA GALVANIZADA DE ACEROS DE GUATEMALA	
1.1 Reseña histórica de la corporación Aceros de Guatemala.....	1
1.2 Proceso de elaboración de lámina galvanizada.....	2
1.2.1 Desembobinado.....	2
1.2.2 Desengrase.....	3
1.2.3 Lavado.....	4
1.2.4 Galvanizado.....	4
1.2.5 Enfriamiento.....	5
1.2.6 Sellado.....	5
2. SELECCIÓN DEL CILINDRO DE ELEVACIÓN DE CARGA Y MOVIMIENTO HORIZONTAL DEL CARRO HIDRÁULICO	
2.1 Consideraciones básicas para la selección del cilindro de elevación de carga y movimiento horizontal.....	7

2.2	Cálculos necesarios para la selección del cilindro de elevación de carga.....	9
2.2.1	Cálculo del diámetro del vástago del cilindro de elevación de carga.....	9
2.2.2	Cálculo de la presión de trabajo del cilindro hidráulico de elevación de carga.....	14
2.3	Cálculos necesarios para la selección del cilindro de movimiento horizontal.....	16
2.3.1	Cálculo del diámetro del vástago del cilindro de movimiento horizontal.....	16
2.3.2	Cálculo de la presión y el flujo de trabajo del cilindro hidráulico de movimiento horizontal.....	19
3.	DISEÑO DE LA CENTRAL HIDRÁULICA	
3.1	Cálculo.....	21
3.1.1	Caudal del cilindro de elevación de carga.....	21
3.1.2	Caudal del cilindro de movimiento horizontal.....	22
3.1.3	Cantidad de aceite necesaria para la central hidráulica.....	23
3.1.5	Cálculo y selección de bomba hidráulica.....	24
3.1.6	Cálculo del motor de la central hidráulica.....	26
3.2	Diagrama hidráulico de la central hidráulica.....	27
4.	DISEÑO ESTRUCTURAL DEL CARRO HIDRÁULICO	
4.1	Definición de esfuerzos en vigas.....	29
4.1.1	Diseño por flexión.....	29
4.1.2	Diseño por Cortante.....	30
4.1.3	Diseño por deflexión o flecha.....	32
4.2	Materiales recomendados.....	33

4.2.1	El acero y los perfiles comerciales.....	33
4.2.1.1	Vigas de alma llena.....	35
4.2.1.2	Vigas aligeradas.....	35
4.2.1.3	Vigas de celosía.....	37
4.3	Diseño del carro hidráulico.....	42
4.3.1	Cálculos para el diseño de la viga principal del carro hidráulico.....	43
4.3.1.1	Análisis por flexión para el cálculo de la viga principal.....	44
4.3.1.2	Análisis por cortante para el cálculo de la viga principal.....	45
4.3.1.3	Análisis por deflexión para el cálculo de la viga principal.....	45
4.3.2	Diseño de las vigas soporte o testeras del carro hidráulico.....	46
5.	DISEÑO FINAL DEL CARRO HIDRÁULICO.....	49
5.1	Soldadura.....	52
	CONCLUSIONES.....	55
	RECOMENDACIONES	57
	BIBLIOGRAFÍA	59
	APÉNDICE	61
	ANEXO.....	63

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

FIGURAS

1.	Vista lateral de una desembobinadora.....	3
2.	Esquema de una bobina de lámina.....	8
3.	Desembobinadora con una bobina cargada en su eje.....	8
4.	Cilindro hidráulico cargado a compresión y a flexión por una bobina lámina.....	10
5.	Cilindro hidráulico de elevación de carga.....	16
6.	Cilindro hidráulico de movimiento horizontal.....	20
7.	Gráfico caudal-presión-potencia para una bomba de volumen variable modelo PVP.....	26
8.	Diagrama de la central hidráulica.....	27
9.	Simbología utilizada en el diagrama hidráulico.....	28
10.	Viga alveolada.....	36
11.	Viga alveolada peraltada.....	36
12.	Perfiles comerciales comunes.....	37
13.	Esquema de un castillo laminador de perfiles W.....	38
14.	Vista frontal de la desembobinadora con un esquema del carro hidráulico.....	43
15.	Conjunto de ruedas y testeras.....	48
16.	Vista lateral de la testera y planta del carro hidráulico en conjunto.....	49
17.	Vista frontal del carro hidráulico en conjunto.....	50
18.	Vista frontal del conjunto carro hidráulico y desembobinadora sin corte lateral.....	51
19.	Uniones básicas para soldadura.....	53
20.	Isométrico del carro hidráulico con simbología de soldadura.....	54

TABLAS

I. Diámetros posibles para vástagos de 7"	15
II. Diámetros posibles para vástagos de 2"	19
III. Capacidades de cilindros hidráulicos, tanto de elevación de carga como movimiento horizontal.....	24
IV. Modelos de bombas de velocidad variable.....	25
V. Distancia entre ejes de ruedas para una grúa tipo industrial.....	46
VI. Dimensiones típicas de ruedas para testeras.....	47
VII. Esfuerzos permisibles * en el acero A36.....	58
VIII. Propiedades de vigas y columnas de patín ancho (perfiles W).....	59
IX. Vigas de sección transversal uniforme, cargadas transversalmente.....	66

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área.
A7	Tipo de acero estructural, Clasificación de la norma ASTM.
A36	Tipo de acero estructural, Clasificación de la norma ASTM.
ASTM	<i>American Standards for Testing and Materials</i> -Sociedad Americana para el Ensayo de Materiales.
AISC	<i>American Institute of Steel construction</i> -Instituto Americano de Construcción en Acero.
c	Distancia mas alejada del elemento neutro.
°c	Grados centígrados.
cg	Centro de gravedad.
d	Diámetro de la sección circular.
Dmax	Deflexión máxima al centro de la viga.
e	Distancia medida desde el eje neutro al punto de aplicación de la carga.
E	Módulo de elasticidad.
f	Esfuerzo permisible.
fr	Coefficiente de fricción por rodadura.
Fu	Esfuerzo cortante promedio en lb/pulg ² .
gpm	galones por minuto.
g/mt²	Gramos por metro cuadrado.
Hp	<i>Horse power</i> , caballos de potencia.
I	Momento de inercia del área con respecto al eje de referencia (E.N).
k	Radio de giro de una figura.
lb/plg²	Libras sobre pulgada cuadra.
Lb	Libras.

I	Alto de la columna.
M	Momento flexionante máximo.
min	Minutos.
mm	Milímetros.
Mn	Manganeso.
Mo	Molibdeno.
mts	Metros.
p	Resistencia por fricción en libras.
P	Presión de trabajo en libras.
Plg	Pulgadas.
Q	Caudal.
r	Radio.
RPM	Revoluciones por minuto.
S	Módulo de sección.
seg	Segundos.
Si	Silicio.
Sc	Esfuerzo aplicado en el centro de gravedad.
Sm	Esfuerzo Máximo.
t	tiempo.
Ti	Titanio.
un	Unidades.
v	Volumen.
V	Vanadio.
w	Carga de la viga.
W	Wolframio.
Zr	Zirconio.
%	Porcentaje.
α	Espesor del alma de la viga.
Ø	diámetro.

GLOSARIO

Alcalino	Compuestos que contienen un hidróxido metálico.
Aleación	Producto homogéneo de propiedades metálicas, compuesto de dos o más elementos, uno de los cuales debe ser un metal.
Axial	En la misma dirección del eje o sección.
Bobina de lámina	Lámina enrollada en un carrete.
Bomba hidráulica	Equipo dispuesto de tal manera que le imprime energía a un fluido, la cual se traduce en presión y velocidad.
Cuña	Pieza de madera o de metal, terminada por uno de sus extremos en un ángulo agudo en algunos casos, y se introduce entre dos elementos, en una ranura o se utiliza para evitar que un elemento ruede.
Cámara del cilindro	Espacio vacío del cilindro cuando el embolo está retraído.
Caudal	Cantidad de fluido que pasa por una sección en un determinado tiempo.

Carro hidráulico	Mecanismo provisto de elementos hidráulicos.
Cilindro hidráulico	Mecanismo formado por una camisa de acero y un embolo empleado para generar movimiento.
Cilindro de doble efecto	Cilindro que imprime movimiento en uno o dos sentidos por medios hidráulicos o neumáticos.
Compresión	Estrechamiento o reducción a menor volumen.
Corrosión	Desgaste lento y paulatino producido por un agente externo.
Desembobinado	Proceso durante el cual la lámina es separada de la bobina de lámina de manera continua.
Ductilidad	Capacidad de un material para deformarse.
Esfuerzo	Fuerza aplicada sobre un área.
Esfuerzo cortante	Fuerza que provoca deslizamiento en un área de las fibras del acero.
Esbeltez	Relación entre el alto y la sección de una columna.
Excéntrico	Fuera del centro o que tiene un centro diferente.
Flux	Acondicionador superficial que mejora la adherencia de zinc en la lámina.

Flexión	Movimiento que tiene a torcer un elemento estructural, de manera permanente o temporal.
Fricción	Frotamiento de una superficie repetidas veces con fuerza determinada.
Fundente	Facilita la fundición de un sólido, en especial de un metal.
Galvanización	Proceso por el cual el acero o el hierro es cubierto con una capa de zinc.
Lingote	Material de acero de forma rectangular con un determinado espesor, sirve de materia prima para elaborar diferentes sub. productos de acero.
Módulo de elasticidad	Constante de proporcionalidad característica de cada material.
Momento de inercia	Magnitud angular que nos indica la resistencia de un objeto a rotar en torno a un eje.
Nave	Edificio de construcción robusta que alberga operaciones de gran magnitud.
Perfiles	Producto del acero obtenido a través de la laminación del mismo, con formas diferentes, utilizado en fines estructurales y estéticos.

Pistón	cuerpo ajustado dispuesto en el interior de un cilindro que se mueve, alternativamente, para comprimir un fluido o para recibir movimiento de él.
Presión nominal	Presión máxima a la que puede operar un equipo.
Presión de trabajo	Presión a la que opera un equipo.
Potencia	Capacidad, fuerza o poder para ejecutar algo o para producir un efecto; trabajo/tiempo.
Puente grúa	Viga que corre sobre rieles a lo largo de la parte superior de una nave.
Rigidizar	Darle firmeza a la estructura.
Rodadura	Parte de la rueda sobre la cual se desplaza.
Rodillo Laminador	Parte fundamental de un castillo de laminación, de forma cilíndrica y por lo regular fabricado en fundición nodular.
Testera	Soporte con ruedas que permite que una viga se desplace en el sentido longitudinal de una nave.
Vástago	Eje de un cilindro.

RESUMEN

En el presente trabajo de graduación se utilizaron elementos de diseño estructural para proyectar un mecanismo hidráulico y la estructura de una máquina. Este carro hidráulico será utilizado en una planta que fabrica lámina galvanizada, el cual abastecerá de rollos de lámina o bobinas a una desembobinadora de eje horizontal. Se evaluó el ambiente, en el cual trabajará, las maquinas con las que interactuará y el espacio físico que se dispone. Lo cual, también, involucra determinar velocidades, tiempos, temperatura, cargas etc, a los cuales debe estar sujeto el mecanismo a diseñar. Posteriormente, se definió el centro o corazón del equipo, en este caso se calcularon los cilindros hidráulicos de movimiento horizontal y de elevación de carga, tomando en cuenta la presión de trabajo y la nominal, así como, también, se determinó el fluido que se utilizará. Con estos datos se establecieron los parámetros de la selección de la bomba, motor, electroválvulas y tamaño del tanque de aceite, así como también el circuito hidráulico.

Para el cálculo de la viga en la cual estará apoyado el cilindro hidráulico de elevación se consideraron las dimensiones de los cilindros antes calculadas, así como, también, se asumió que el carro hidráulico trabajará como una viga puente monorriel, con el objeto de facilitar la selección de los apoyos o testeras, ya que, estas dimensiones están definidas en tablas de acuerdo al claro o luz entre apoyos y la carga a elevar. La dimensión de las ruedas de la misma manera que las testeras está definida en tablas de acuerdo a la carga a manejar.

En el diseño final del carro hidráulico se unieron los elementos antes calculados y se definió que la soldadura a utilizar será la de arco eléctrico sumergido, así como el tipo de electrodo a emplear y el espesor de la soldadura.

OBJETIVOS

- **General**

Diseñar un carro hidráulico con capacidad de 12 toneladas para el abastecimiento de rollos de lámina negra en la planta de producción de lámina galvanizada de Aceros de Guatemala zona 12.

- **Específicos**

1. Establecer el tipo de cilindros a utilizar en los movimientos de elevación de carga y horizontal.
2. Definir el tipo fuerzas o momentos que intervienen en el vástago o eje de los cilindros tanto de elevación de carga como de movimiento horizontal, así como la fórmula más adecuada para el diseño del diámetro de los mismos.
3. Plantear el diseño de la central hidráulica con el propósito que se adecue a las necesidades del proceso de la planta de galvanización de lámina.
4. Diseñar la estructura del carro hidráulico basándose en conceptos de flexión, cortante y deflexión.
5. Presentar de manera esquemática el diseño del carro hidráulico proporcionando una solución integral basándose en análisis previos.

INTRODUCCIÓN

Aceros de Guatemala es una empresa netamente nacional enfocada, básicamente, a la fundición y la transformación del acero en productos, tales como: varillas de construcción, alambre galvanizado, malla electro soldada, alambre espigado, clavos, perfiles y láminas galvanizadas entre otros, teniendo como misión el darle a sus clientes calidad a buen precio. Es por esta razón y teniendo presente que la industria metal mecánica moderna es de relevante importancia, la optimización de los recursos, en general, al igual que en el resto de las actividades productivas ante un mundo globalizado y teniendo como motivación el espíritu emprendedor que, desde la fundación de Aceros de Guatemala, ha prevalecido en cada una de las actividades que en la actualidad se llevan a cabo en las acciones de sus empleados, se realizó un análisis profundo, por parte de cada una de las gerencias involucradas en los diferentes procesos productivos, respecto las posibles mejoras que conlleven a realizar los objetivos de esta organización; teniendo como resultado un serie de sugerencias, de las cuales nos enfocaremos en una de ellas, la cual motivó este trabajo de graduación.

La planta de galvanización de lamina es una de las bases sobre las cuales fue sustentada en sus inicios la corporación Aceros de Guatemala, la cual tiene una producción que cubre una buena parte del mercado Centro Americano, dicha planta gracias a la visión de sus fundadores a tenido la capacidad de adaptarse a las exigencias del mercado; pero ha llegado el momento en que se deben realizar algunos cambios para seguir siendo competitiva.

Dentro de los cambios que deben realizarse será adquirir materia prima de mayor peso y volumen, ya que, esto bajara los costos en los fletes, así como disminuirá las mermas del proceso, lo que conllevará a realizar cambios en la maquinaria con la que se cuenta.

En el presente trabajo de graduación, a partir de cálculos y conceptos matemáticos, físicos y técnicos, se pretende dar solución a la consecuencias tecnológicas que representa comprar materia prima de mayor peso, teniendo como propósito el diseño de un carro hidráulico para el abastecimiento de rollos de lámina negra en la planta de producción de lámina galvanizada de Aceros de Guatemala zona 12.

1. ANTECEDENTES GENERALES DE LA PLANTA DE PRODUCCIÓN DE LÁMINA GALVANIZADA DE ACEROS DE GUATEMALA

1.1 Reseña histórica de la corporación Aceros de Guatemala

En el año 1950 fue fundada Distribuidora Universal, una empresa comercializadora de distintas líneas de productos. Dada la elevada demanda de productos derivados del acero, rápidamente concentra su negocio en la venta de clavo, alambre espigado y hierro para la construcción.

En 1963 se inicia la historia de la Corporación Aceros de Guatemala, a partir de una sencilla máquina para fabricar clavos. La primera empresa fundada para la producción de clavos, rápidamente se amplía hacia otros productos de acero como grapas, alambre espigado y varilla para construcción.

En 1971 con el objetivo de hacer la producción más competitiva se amplía con una planta galvanizadora de alambre y lámina, así como dos hornos de arco eléctrico para la fabricación de lingote de acero.

En 1979 la fábrica de laminación se amplia para producir varilla de construcción lo que llevaría a la corporación a ocupar un lugar importante en el mercado. Años más tarde, en 1987 la Corporación adquiere INTUPERSA, Industria de Tubos y Perfiles, S. A. Dicha adquisición permite ofrecer una extensa gama de productos de acero, tales como cañería, costanera, tubería eléctrica, estructural e industrial, convirtiéndola en la más sólida de la Industria.

Buscando una mayor eficiencia en la fabricación de los diferentes productos se funda Sidegua (Siderúrgica de Guatemala, S.A.); uno de los proyectos más importantes en la historia de la industria del acero en Centroamérica. Esta inicia operaciones en 1994 llevando a cabo el proceso de fabricación de lingote, empleando los métodos más avanzados en tecnología y cuidado del medio ambiente.

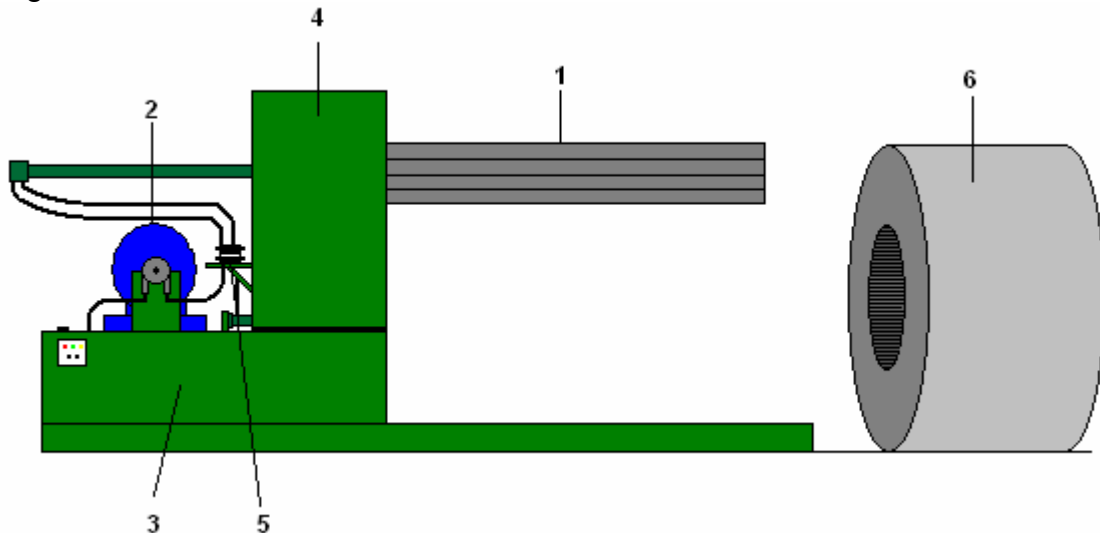
En 1995 se adquiere INDETA, empresa dedicada a la fabricación de varilla de construcción, alambre, clavo y otros.

1.2 Proceso de Elaboración de Lámina Galvanizada

1.2.1 Desembobinado

El proceso inicia con el desembobinado de lámina negra que proviene de varios países tales como. El Salvador, Venezuela, Japón, etc., esta lamina durante el proceso de fabricación es enrollada en bobinas, las cuales son obtenidas a través del proceso de laminado en frío. El peso de las mismas varía de 5 hasta 10 toneladas al igual que sus dimensiones, dado esto su manejo es de especial cuidado ya que un error humano puede tener consecuencias graves debido a su gran volumen y peso. Son almacenadas en grandes naves y llevadas al sitio de trabajo a través de montacargas y grúas puente monorraíl, posteriormente a esto es necesario un dispositivo mecánico llamado desembobinadora, la cual esta compuesta por engranajes, cojinetes, circuitos hidráulicos y neumáticos. La bobina es colocada en el eje de la desembobinadora (figura 1), para dar inicio al proceso de galvanizado de lámina.

Figura 1. Vista lateral de una desembobinadora



- 1.- Eje.
- 2.- Motor.
- 3.- Central Hidráulica.
- 4.- Caja de engranajes.
- 5.- Electroválvulas.
- 6.- Bobina de lámina.

1.2.2 Desengrase

Durante el desengrase se hace pasar la lámina negra a través de grandes tanques llenos de compuestos alcalinos desengrasantes tales como Ácido Clorhídrico con una concentración del 12 al 16%, este proceso se hace con el fin de eliminar residuos de aceite, grasas propias del proceso de fabricación de la lámina, ciertos tipos de barnices, lacas, pinturas y oxido de la lámina que dificultan la adherencia del zinc al metal base, así como también con el propósito de abrir el poro de la lámina y prepararla para la fijación del zinc. El desengrase esta compuesto por 4 tanques.

1.2.3 Lavado

El lavado o desenguaje se realiza posteriormente al desengrase, de tal manera que se intercala un tanque de desengrase y otro de lavado, estos tanques contienen únicamente agua a una temperatura de 40 ° C, el propósito de este paso es evitar el arrastre de líquido de la limpieza cáustica del decapado.

1.2.4 Galvanizado

Durante esta etapa llamada por inmersión en caliente la lámina es sumergida en un baño de zinc fundido a una temperatura poco más alta que el punto de fusión del zinc, que puede ser de 450°C a 470°C. La porción de la superficie del zinc a través de la cual entra en el baño la lámina que va a recubrirse, debe mantenerse cubierta con un fundente (flux), el cual puede ser cloruro de amonio o cloruro de zinc, en este momento se produce una reacción por difusión entre el zinc y el acero, que tiene como resultado la formación de diferentes capas de aleaciones zinc-hierro. Al baño de zinc se adiciona aluminio para garantizar una mayor adherencia del recubrimiento.

Al salir la lámina del baño de zinc las capas de aleación quedan cubiertas por una capa externa de zinc puro de 304 g/mt² unido metalúrgicamente al acero base mediante diferentes capas de aleaciones zinc-hierro.

1.2.5 Enfriamiento

Se lleva a cabo en un tanque de agua, este paso influye en el aspecto del galvanizado, por lo que es importante controlar la velocidad de enfriamiento.

1.2.6 Sellado

Para evitar las manchas de corrosión blanca sobre el galvanizado, se realiza un baño con ácido crómico el cual le aplica una película que sella y protege contra la oxidación a la lámina durante el almacenamiento y transporte del material al destinatario final.

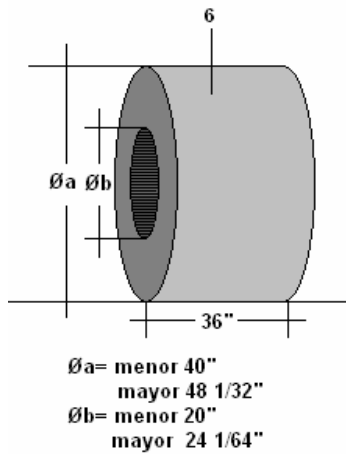
2. SELECCIÓN DEL CILINDRO DE ELEVACIÓN DE CARGA Y MOVIMIENTO HORIZONTAL DEL CARRO HIDRÁULICO

El mecanismo principal de levante y movimiento horizontal representa el corazón del carro hidráulico, es por ello la precedencia que tiene durante el proceso de diseño, ya que las dimensiones del mismo definirán posteriormente las dimensiones y el diseño estructural del carro hidráulico, así como de la central hidráulica.

2.1 Consideraciones básicas para la selección del cilindro de elevación de carga y movimiento horizontal

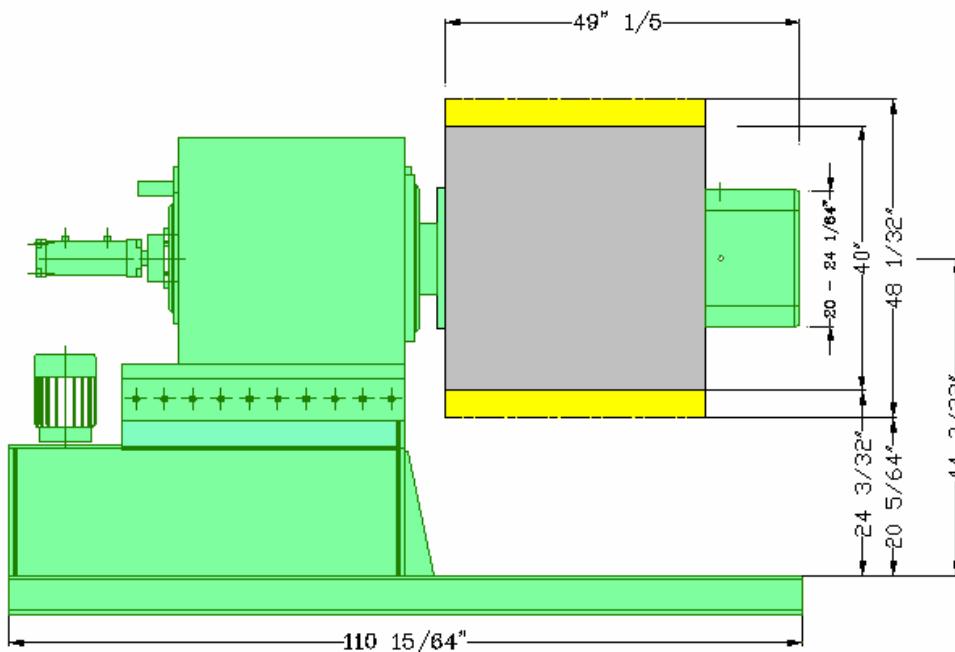
El cilindro hidráulico deberá tener la capacidad de levantar 26448 lbs con un factor de seguridad de 1.5, esto constituirá 39672 lbs. La carrera del mismo está definida por la distancia que deberá recorrer el cilindro para hacer coincidir el centro de la bobina de de lámina y el eje de la desembobinadora; considerando que las bobina tiene un diámetro interno que varía entre 40" y 48 1/32", y un diámetro externo de 20 a 24 1/64" (figura 2).

Figura 2. Esquema de una bobina de lámina



De tal manera que la distancia que recorrerá el cilindro puede ser calculada de la resta de los dos diámetros posibles de la bobina (figura 3); esto será de 4 3/64". Con el número obtenido la carrera del cilindro será un tanto justa por lo cual se tomará de 5".

Figura 3. Desembobinadora con una bobina cargada en su eje



La carrera del cilindro hidráulico con desplazamiento horizontal deberá tener como mínimo 49 1/5" lo que represente el largo del eje + 5" para poder maniobrar la carga sobre el carro hidráulico, teniendo un largo total de 55".

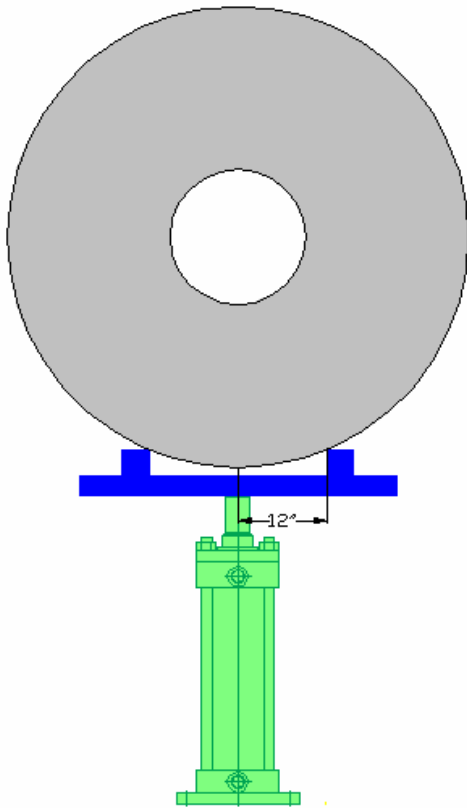
2.2 Cálculos necesarios para la selección del cilindro de elevación de carga

2.2.1 Cálculo del diámetro del vástago del cilindro de elevación de carga

Para una adecuada selección del cilindro hidráulico es necesario el cálculo del eje o vástago, ya que dadas las características del proceso este soportara algunas cargas poco usuales. En la figura 4 puede observarse que la bobina debe colocarse de manera usual sobre una placa de acero con un par de cuñas, las cuales impiden que el cilindro ruede. Dicha placa esta sujeta directamente al vástago del cilindro hidráulico.

Para el análisis estructural del vástago, este debe considerarse como una columna corta, los esfuerzos que interviene en el vástago se deben en parte a compresión y a flexión. Considerando que el vástago está cargado excéntricamente, es decir, la carga no se aplica pasando por el centro de gravedad (cg), el sólido soporta un esfuerzo combinado axial y de flexión. La distancia o brazo de la carga al cg de gravedad como se observa en la figura 4 es de 12".

Figura 4. Cilindro hidráulico cargado a compresión y a flexión por una bobina de lámina



El esfuerzo máximo S_m , es igual a la suma algebraica de los esfuerzos de flexión y compresión y se expresa de la siguiente manera.

$$S_m = S_c \left(1 + \frac{8e}{d} \right)$$

Donde.

S_m = Esfuerzo máximo.

S_c = Esfuerzo debido a P como si pasara por el centro de gravedad.

e = Distancia medida del eje neutro al punto de aplicación de la carga.

d = Diámetro de la sección circular.

Para el cálculo del diámetro efectivo del vástago existen centenares de fórmulas diferentes que han sido desarrolladas a través de los años en las que los autores intentaron aproximarse a las curvas de resultados experimentales. Se desarrollaron fórmulas generales, tales como las de la línea recta, parabólica, la de Rankine y otras. Algunas personas opinan que no existen mayores variaciones en los resultados experimentales. Estos hechos posibles han conducido a la tendencia generalizada de usar fórmulas sencillas, ya que es dudoso que las más complicadas conduzcan a diseños apreciablemente mejores. En este caso se aplicará la siguiente fórmula que corresponde al *AISC (American Institute Steel Construction)*; la cual pertenece a la fórmula de una columna corta, posteriormente se verificará, si el haber asumido que el vástago es una columna corta es correcto.

$$S = 17000 - 0.485\left(\frac{l}{k}\right)^2$$

Donde

- S = Esfuerzo al cual estará sometida la columna corta.
- l = Altura de la columna.
- k = radio de giro de la figura que tiene la columna corta.

En este caso igualaremos la ecuación de esfuerzo máximo y la fórmula planteada por el *AISC* como sigue.

$$S_c\left(1 + \frac{8e}{d}\right) = 17000 - 0.485\left(\frac{l}{k}\right)^2$$

Dejando la ecuación anterior en términos del radio y sabiendo que el radio de giro para una sección circular es $r/2$ y que $S = P/A$, se tiene.

$$\frac{P}{\pi \times r^2} \left(1 + \frac{4e}{r}\right) = 17000 - 0.48 \left(\frac{2l}{r}\right)^2$$

Asumiendo que la carga crítica será igual a la carga máxima que levantará el cilindro con un factor de seguridad de 1.5 y sustituyendo términos conocidos tales como.

$$P = 39672 \text{ lbs}$$

$$e = 12''$$

$$l = 5 \frac{5}{64}''$$

$$\frac{39672}{\pi \times r^2} \left(1 + \frac{4(12)}{r}\right) = 17000 - 0.48 \left(\frac{2(5)}{r}\right)^2$$

$$\frac{12627.98}{r^2} \times \left(1 + \frac{48}{r}\right) = 17000 - 0.48 \left(\frac{100}{r^2}\right)$$

$$17000r^3 - 12676.48r - 606143.51 = 0$$

Dividiendo la ecuación dentro de 17000.

$$r^3 - 0.74r - 35.65 = 0$$

Utilizando el método de Bombelli y Cardano para resolver la ecuación de tercer grado.

$$r = u + v$$

$$(u + v)^3 - 0.74(u + v) - 35.65 = 0$$

$$(u^3 + v^3 - 35.65) + (u + v)(3uv - 0.74) = 0$$

Asumiendo dos condiciones adicionales.

a. $u^3 + v^3 = 35.65$

$$3uv = 0.74$$

b. $U = u^3, V = v^3$

Siendo U y V las raíces de de la ecuación auxiliar.

$$U + V = 35.65 \quad UV = \frac{0.41}{27} = 0.015$$

Ecuación auxiliar.

$$X^2 - 35.65X + 0.015 = 0$$

Siendo sus raíces.

$$U = 35.65 \quad V = 4.31 \times 10^{-4}$$

$$u = \sqrt[3]{U} = \sqrt{35.65} = 3.29$$

$$v = \sqrt[3]{V} = \sqrt{4.31 \times 10^{-4}} = 0.07$$

Es decir que el radio va a ser igual a.

$$r = (u + v) = (3.29 + 0.07) = 3.36''$$

De tal manera que con el dato obtenido se puede determinar si el vástago se analizó correctamente como una columna corta por la fórmula del *AISC* y para ello se debe cumplir con la siguiente condición de esbeltez $l / r < 120$. Se aproximará el diámetro del vástago a 7" ya que esto facilitará la elección del cilindro en catálogos de fabricantes; así como también brindará seguridad en el diseño.

$$\frac{l}{r} < 120 \Rightarrow \frac{5}{3.5} = 1.42 < 120$$

El resultado anterior confirma que el diámetro del vástago de 7" es correcto.

2.2.2 Cálculo de la presión de trabajo del cilindro hidráulico de elevación de carga

Para el cálculo de la presión de trabajo el diseñador debe apoyarse de los manuales de fabricación de cilindros hidráulicos disponibles en el mercado, tomando en cuenta que el cilindro a elegir debe reunir ciertas características tales como el diámetro del vástago calculado en el inciso 3.2.1, así como también este debe ser de doble efecto ya que tendrá movimientos controlados hacia arriba y abajo.

De tal manera que al acudir al manual del fabricante se cuentan con las siguientes opciones como se muestra en la tabla I.

Tabla I. Diámetros posibles para vástagos de 7”

Ø del Pistón	ø del Vástago
10	7
12	7
14	7

Fuente: *Parker Hannifin Corporation, Manual Parker, cilindros hidráulicos, Pág. 97.*

Como se puede observar en la tabla I para un Ø de vástago de 7” se tienen tres opciones de diámetro de pistón por lo que en este caso se deben efectuar algunos cálculos para determinar que cilindro hidráulico es el más económico y que no sobrepase la presión de trabajo indicada por el fabricante, ya que los cilindros consultados en el catálogo *Parker* trabajan con una presión nominal de 3000 lb/plg².

A continuación se evaluara la presión de trabajo con cada diámetro de pistón.

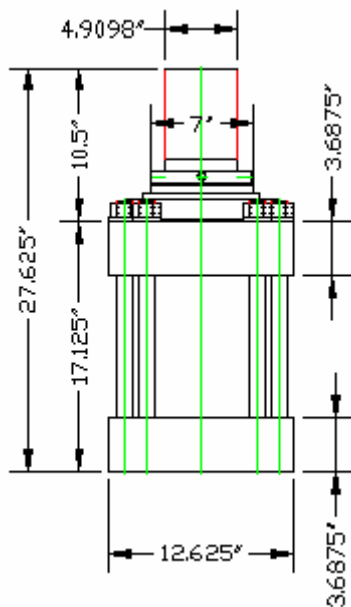
a. Pistón de 10”.

$$P = \frac{39672lb}{\pi \times r^2} = \frac{39672lb}{\pi \times 5^2} = 505.12lb / plg^2$$

Se considera que no es necesario realizar cálculos con otros diámetros de pistón ya que el diámetro de 10” no sobrepasa las 3000 lb/plg² y llena los requisitos de presión nominal con una carga de 39672 lb. Siendo de 505.12 lb/plg².

También debe considerarse que el cilindro de 10" de diámetro tiene un costo más bajo. Las dimensiones del cilindro seleccionado serán las siguientes (figura 5).

Figura 5. Cilindro hidráulico de elevación de carga



2.3 Cálculos necesarios para la selección del cilindro de movimiento horizontal

2.3.1 Cálculo del diámetro del vástago del cilindro de movimiento horizontal

El análisis de las cargas del vástago del cilindro de movimiento horizontal es diferente al elaborado en el inciso 3.2.1 ya que este cilindro le imprime movimiento a un carro que está apoyado por 4 ruedas de acero las cuales están sometidas a fricción por rodadura y ruedan sobre rieles de acero.

La resistencia por fricción en el movimiento por rodadura es sustancialmente menor que en el movimiento por deslizamiento. El coeficiente de fricción por rodadura se calcula con la siguiente fórmula.

$$fr = P / l$$

donde

fr = Coeficiente de fricción por rodadura, el cual esta en función de (k/r), donde k dependerá del material de la rueda y el suelo, r es el radio de la rueda en pulgadas.

l = Carga sobre el carro, en este caso el peso de la bobina de lámina en libras.

p = Resistencia por fricción en libras.

El valor K para acero sobre acero es de 0.002, la carga L es de 39672 lbs y r lo asumiremos como 1" aunque realmente será mas alto, lo cual nos dará mas seguridad en el diseño, ya que el tamaño de la rueda esta en función del cálculo estructural de la viga que soportará el cilindro hidráulico de elevación de carga, cálculo que se hará mas adelante.

$$p = fr \times l = (k / r) \times l$$

$$p = (.002 / 1) \times 39672 = 79.34lbs$$

La fuerza que debe ejercer el cilindro hidráulico de movimiento horizontal debe ser de 79.34 lbs.

Para el cálculo del diámetro efectivo del vástago se analizará como una columna corta y se aplicará la siguiente fórmula la cual corresponde al AISC posteriormente se verifica si el análisis con esta fórmula es correcto.

$$S = 17000 - 0.48\left(\frac{l}{k}\right)$$

Donde

S = Esfuerzo al cual estará sometida la columna corta.

l = Altura de la columna, que en este caso es de 55”.

K = radio de giro de la figura que tiene la columna corta (r/2).

$$\frac{79.34}{\pi \times r^2} = 17000 - 0.48\left(\frac{l}{k}\right)^2$$

$$79.34 = (17000 \times \pi \times r^2) - (\pi \times r^2 \times 0.48 \times \left(\frac{2l}{r}\right)^2)$$

$$r = \sqrt{\frac{18.51}{17000 \times \pi}} = 0.59''$$

Del cálculo anterior se ha determinado que el diámetro del vástago será de 1.17”, ahora corresponde verificar si es correcto haber trabajado esta columna como corta por la fórmula de la AISC y para ello se debe cumplir con la siguiente condición de esbeltez $l / r < 120$, aproximando el diámetro del vástago a 2” ya que esto nos facilitará la elección del cilindro en catálogos de fabricantes y considerando que el modelo del cilindro seleccionado de la serie *HEAVY DUTY* puede escogerse en diámetros que van desde las 2” en adelante.

$$\frac{I}{r} < 120 \Rightarrow \frac{55}{1} = 55 < 120$$

El resultado anterior confirma que el diámetro del vástago de 2" es correcto, y debe observarse que aunque se hubiese utilizado el radio calculado de 0.59" el dato será aun menor que 55 y sigue siendo correcto el uso de la fórmula del A/SC.

2.3.2 Cálculo de la presión y el flujo de trabajo del cilindro hidráulico de movimiento horizontal

Para el cálculo de la presión de trabajo el diseñador debe apoyarse en los manuales de fabricación de cilindros hidráulicos disponibles en el mercado, tomando en cuenta que el cilindro a elegir debe reunir ciertas características tales como el diámetro del vástago calculado en el inciso 3.3.1, así como también debe ser de doble efecto ya que tendrá movimientos controlados tanto hacia delante como atrás. De tal manera que al acudir al manual del fabricante se cuentan con las siguientes opciones como se muestra en la tabla II.

Tabla II. **Diámetros posibles para vástagos de 2"**

Ø del Pistón	Ø del Vástago
3 ¼	2
4	2
5	2

Fuente: *Parker Hannifin Corporation, Manual Parker, cilindros hidráulicos, Pág. 51.*

Como se puede observar en la tabla II para un \varnothing de vástago de 2" se tienen tres opciones de diámetro de pistón por lo que en este caso se deben efectuar algunos cálculos para determinar si cilindro hidráulico es el más económico y que no sobrepase la presión de trabajo indicada por el fabricante, ya que los cilindros consultados en el catálogo *Parker* trabajan a una presión nominal de 3000 lb/plg².

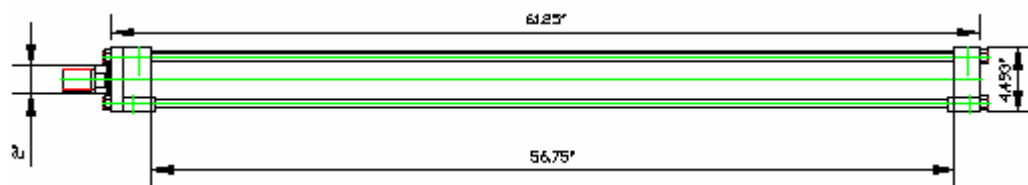
A continuación se evaluara la presión de trabajo con cada diámetro de pistón.

a. Pistón de 3 1/4"

$$P = \frac{79.34lb}{\pi \times r^2} = \frac{79.34lb}{\pi \times 1^2} = 25.25lb / plg^2$$

Se considera que no es necesario realizar cálculos con otros diámetros de pistón ya que el de 3 1/4" no sobrepasa las 3000 lb/plg² y llena los requisitos de presión nominal con la carga de 39672 lb, siendo de 25.25 lb/plg². También debe tomarse en cuenta que el cilindro de 3 1/4" de diámetro tiene un costo más bajo. Las dimensiones del cilindro seleccionado serán las siguientes (figura 6).

Figura 6. **Cilindro hidráulico de movimiento horizontal**



3. DISEÑO DE LA CENTRAL HIDRÁULICA

3.1 Cálculo

3.1.1 Caudal del cilindro de elevación de carga

La velocidad de elevación del cilindro deberá ser considerablemente lenta, ya que la carga a levantar es de manejo delicado debido a su gran peso, es por ello que se asumirá una velocidad de 6 plg/min; con este dato se puede proceder al cálculo del caudal necesario para alcanzar esta velocidad.

$$Q = \frac{v}{t}$$

Donde.

Q = caudal en plg³/min.

v = Volumen del cilindro plg³.

T = Tiempo necesario para llenar la cámara del cilindro y llegar al desplazamiento máximo del vástago en minutos.

De tal manera que antes de realizar el cálculo de caudal debe calcularse el tiempo que tomara alcanzar el desplazamiento máximo del vástago. Si el vástago tiene una velocidad de 6 plg/min y la distancia que recorrerá es de 5", el tiempo se calcula de la siguiente manera.

$$5 \text{ plg} \times \frac{1 \text{ min}}{6 \text{ plg}} = .83 \text{ minutos.}$$

Otro dato necesario para el cálculo de caudal es el volumen neto del cilindro, en este análisis se debe hacer referencia a la figura 5 en la cual se obtiene el alto efectivo del cilindro, el cual corresponde a 17.125”.

$$v_{cilindro} = \pi \times r^2 \times l = \pi \times 5^2 \times 17.125 = 1344.99 \text{ plg}^3 \approx 5.82 \text{ galones}$$

De tal manera que el caudal requerido se calcula de la siguiente manera.

$$Q = \frac{1344.99}{0.83} = 1613.99 \text{ plg}^3/\text{min} \approx 6.99 \text{ gpm}$$

3.1.2 Caudal del cilindro de movimiento horizontal

La velocidad de movimiento horizontal del cilindro deberá ser considerablemente lenta, ya que la carga a movilizar es de manejo delicado debido a su gran peso, es por ello que se asumirá una velocidad de 27.5 plg/min; con este dato se puede proceder al cálculo del caudal necesario para llegar a esta velocidad.

$$Q = \frac{v}{t}$$

Donde.

Q = caudal en plg³/min.

v = Volumen del cilindro plg³,

t = Tiempo necesario para llenar la cámara del cilindro y llegar al desplazamiento máximo del vástago en minutos.

Antes de realizar el cálculo de caudal debe calcularse el tiempo que tomara alcanzar el desplazamiento máximo del vástago. Si el vástago tiene una velocidad de 27.5 plg / min y la distancia que recorrerá es de 55", el tiempo se calcula de la siguiente manera.

$$55 \text{ plg} \times \frac{1 \text{ min}}{27.5 \text{ plg}} = 2 \text{ minutos}$$

Para el cálculo de caudal es necesario el volumen neto del cilindro, para este cálculo se debe hacer referencia a la figura 6 en la cual se obtiene el largo efectivo del cilindro, lo que corresponde a 56.75".

$$v_{\text{cilindro}} = \pi \times r^2 \times l = \pi \times 1^2 \times 56.75 = 178.28 \text{ plg}^3 \approx 0.77 \text{ galones}$$

De tal manera que el caudal requerido se calcula de la siguiente manera.

$$Q = \frac{178.28}{2} = 89.14 \text{ plg}^3 / \text{min} \approx 0.39 \text{ gpm}$$

3.1.3 Cantidad de aceite necesaria para la central hidráulica

La cantidad de aceite necesaria estará en función del volumen que se alojará dentro de los cilindros hidráulicos, mangueras, filtro, etc.

Tabla III. **Capacidades de cilindros hidráulicos, tanto de elevación de carga como movimiento horizontal**

Cilindro de Ø 10" (galones)	Cilindro de Ø 3 1/4" (galones)
5.82	0.77

El volumen alojado en los cilindros según cálculos realizados en el inciso 4.1.1 y 4.1.2 será la suma de los datos obtenidos en la tabla III, de tal manera que el volumen total de ambos cilindros será de 6.59 galones y se considerará otra cantidad similar para los demás accesorios, es decir que la cantidad total será de 13.18 galones.

3.1.4 Cálculo y selección de bomba hidráulica

Como primer paso antes de elegir la bomba más adecuada corresponde tener en cuenta el dato del caudal requerido, cálculo que se realizó en los incisos 4.1.1 y 4.1.2, estos datos son 6.99 gpm para el cilindro hidráulico de elevación de carga y para el cilindro hidráulico de movimiento horizontal 0.39 gpm, la bomba debe aportar el caudal mas alto ya que los cilindros trabajan uno a la vez, es decir nunca trabajarán al mismo tiempo ya que de darse esta situación pondría en riesgo las operaciones de producción, dado el tamaño y peso de las bobinas.

Posteriormente de haber realizado el cálculo del caudal requerido que debe aportar la bomba se seleccionará ésta utilizando el manual del fabricante, la bomba que se utilizará será de volumen variable y presión compensada que va desde 550 hasta 360 lb/plg², esto permite graduar la presión del sistema de tal manera que minimiza el golpeteo en los accesorios, factor de servicio pesado y velocidad angular de 1800 RPM.

Tabla IV. **Modelos de bombas de volumen variable**

Modelo de la bomba	Tasa de desplazamiento y velocidad	Caudal gpm 1800 rpm
PVP16	0.98 plg ³ /rev 3000 rpm	7.8
PVP23	1.4 plg ³ /rev 3000 rpm	11.1
PVP33	2.0 plg ³ /rev 2500 rpm	15.6

Fuente: *Parker Hannifin Corporation, Manual Parker, bombas hidráulicas, Pág. A120.*

De acuerdo a la tabla IV la bomba más adecuada a las necesidades es la PVP16, la cuál tiene un caudal de 7.8 gpm, que esta por encima de los 6.99 gpm que se requieren para la elevación de la carga, el cual es el mas alto.

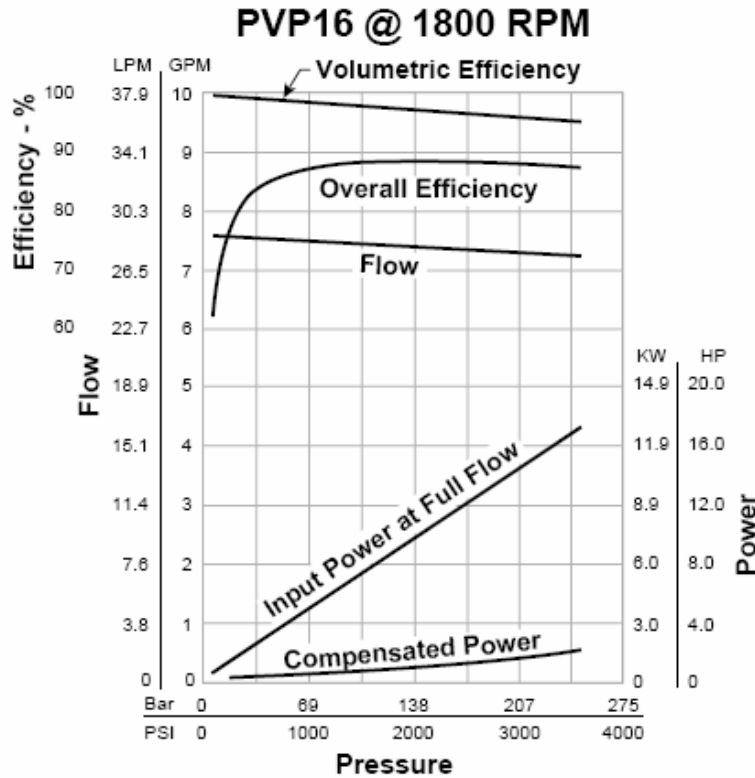
3.1.5 Cálculo del motor de la central hidráulica

En la selección del motor se debe tener en cuenta la potencia, velocidad angular así como la eficiencia de la bomba, posteriormente con estos datos se puede elegir la marca que se considere mas adecuada tomando en cuenta el respaldo en servicio y repuestos que pueda brindar el proveedor.

Para el cálculo de la potencia debe utilizarse la siguiente fórmula.

$$Potencia(Hp) = \frac{caudal(gpm) \times presión(lb / plg^2)}{1714 \times Eficienciadelabomba}$$

Figura 7. Gráfico caudal-presión-potencia para una bomba de caudal variable modelo PVP



Fuente: Parker Hannifin Corporation, Manual Parker, bombas hidráulicas, Pág. A122.

La eficiencia de la bomba se puede obtener de la gráfica 7 utilizando la presión de 3000 lb/plg². La eficiencia es de 88 %.

$$Potencia = \frac{6.99 \times 3000}{1714 \times .88} = 13.90Hp$$

El motor a utilizar será de 13.90 Hp, aunque se debe aproximar a 15 Hp ya que este caballaje es mas comercial a 1800 RPM.

3.2 Diagrama hidráulico de la central hidráulica

El diagrama hidráulico del carro para levantar bobinas de lámina estará compuesto de los siguientes elementos, y se ejemplifica en la figura 8.

- a. 2 cilindros hidráulicos calculados en el capítulo 3.
- b. 4 reguladores de flujo.
- c. Dos electroválvulas 4/3.
- d. 1 tanque con capacidad de 13.8 galones.
- e. 1 bomba hidráulica PVP16 marca Parker con capacidad para 7 gpm.
- f. 1 motor de 15 Hp a 1800 RPM.
- g. 1 medidor de nivel.
- h. 1 filtro hidráulico.

Figura 8. Diagrama de la central hidráulica

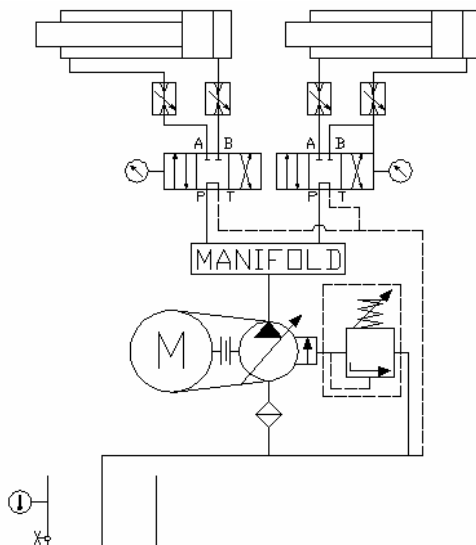
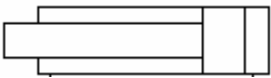
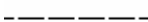


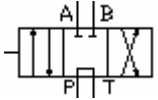


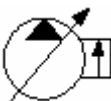

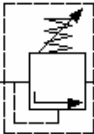




Figura 9. Simbología utilizada en el diagrama hidráulico

Símbolo	Significado	Símbolo	Significado
	Cilindro de doble efecto		Línea de drenaje
	Regulador de caudal ajustable		Línea de trabajo
	Válvula 4/3		Motor
	Manómetro		Bomba caudal variable manual
	Deposito de aceite, con retorno bajo el nivel de aceite		Válvula de seguridad
	Filtro hidráulico		Indicador de nivel de aceite

4. DISEÑO ESTRUCTURAL DEL CARRO HIDRÁULICO

Una de las interrogantes durante el diseño de un elemento mecánico es la selección del material más apropiado, dimensionarlo correctamente, de modo que permita que la estructura o maquina proyectada trabaje de manera eficaz. De tal forma que es importante conocer también las propiedades de los materiales empleados, según el elemento mecánico a diseñar. En el caso del diseño estructural del carro hidráulico, el cálculo se basa en una viga simplemente apoyada, por este motivo es necesario considerar ciertos aspectos, entre los cuales se incluyen los momentos flexionantes, las fuerzas cortantes, el aplastamiento y pandeo del alma, el soporte lateral, la flecha y ocasionalmente la fatiga, las vigas que se seleccionan son aquellas que resisten satisfactoriamente la flexión, luego se verifican para comprobar si alguno de los otros aspectos no es crítico.

4.1 Definición de esfuerzos en vigas

4.1.1 Diseño por flexión

Diseñar por flexión resulta ser un procedimiento un tanto simple pero de mucha importancia como primer paso para darle forma a la viga a perfilar; y parte de la aplicación de la fórmula de flexión o escuadrilla:

$$M / f = I / c = S$$

Donde

S = Módulo de sección.

M = Momento flexionante máximo.

f = Esfuerzo permisible.

I = Momento de inercia del área con respecto al eje de referencia (E.N.).

c = Distancia mas alejada del elemento neutro.

Previo a realizar los cálculos debe determinarse el tipo de acero que se utilizará así como también la longitud sin soporte lateral; dado que estos aspectos fijan el esfuerzo permisible a flexión; a continuación se debe calcular el momento flexionante máximo para la carga sujeta a estudio, para realizar este cálculo se tienen formuladas una serie de ecuaciones para los diferentes casos de apoyos así como también de cargas los cuales se pueden consultar en la tabla IX en el anexo. Posteriormente se divide el resultado anterior dentro del esfuerzo permisible, para el cual como en el caso anterior existen tablas en las cuales esta definido según el tipo de acero a utilizar; esto nos da como resultado el módulo de sección requerido para la viga, este debe coincidir con alguno de los perfiles comerciales de la tabla VIII en el anexo, para los cuales los fabricantes elaboran catálogos con sus respectivos datos técnicos. La sección más liviana será la más económica y apropiada siempre y cuando tenga el modulo de sección adecuado.

4.1.2 Diseño por Cortante

Posteriormente del cálculo para el diseño de una viga a flexión, debe revisarse por cortante.

En la mayoría de los casos podría decirse que las vigas que son lo suficientemente robustas para resistir la flexión, son también aceptables para soportar el cortante; es por ello que por lo general se omite este paso. Sin embargo las vigas cortadas, o aquellas que tienen cargas relativamente grandes cerca de los apoyos, deben revisarse siempre por cortante; en ocasiones, el tamaño de la viga debe aumentarse para resistir estos esfuerzos.

La falla en una viga por cortante es debido al deslizamiento de las fibras de su sección, las unas con respecto de las otras en el sentido vertical como horizontal.

Es posible demostrar que en cualquier sección de la viga, las intensidades totales de los esfuerzos cortantes verticales y horizontales son de igual magnitud. Para las vigas de acero solamente es de interés el análisis del cortante horizontal; y se debe considerar que los esfuerzos no están distribuidos por igual sobre toda la sección transversal de la viga, si no que tienen su máximo en el eje neutro y son nulos en las fibras externas. Considerando lo anterior, se supone que el alma es la única parte que resiste el cortante en la sección de una viga de acero. Si el esfuerzo cortante promedio no excede al esfuerzo cortante permisible, la viga es segura con respecto a cortante. En el caso del cortante vertical máximo en vigas libremente apoyadas se debe tomar en cuenta la reacción mayor, y en vigas cargadas simétricamente, cada una de las reacciones es igual a la mitad de la carga total sobre la viga.

El esfuerzo cortante promedio se calcula con la siguiente fórmula.

$$f_u = V / d\alpha$$

Donde

f_u = Esfuerzo cortante promedio en lb / plg².

V = Cortante vertical máximo en lbs.

d = Peralte total de la viga en plg.

α = Espesor del alma de la viga en plg.

4.1.3 Diseño por deflexión o flecha

Las vigas no deben deformarse excesivamente, ya que si no son lo suficientemente rígidas, podrán ocasionar agrietamientos. En la práctica se han hecho limitar las deflexiones por carga viva a aproximadamente 1/360 de la longitud del claro.

La deflexión en el centro de una viga simplemente apoyada con carga puntual al centro del claro puede calcularse mediante la fórmula siguiente, aunque el caso puede ser diferente, dependiendo en que forma se presenta la carga, para otros casos consultar tabla IX del anexo.

$$D_{m\acute{a}x} = wl^3 / 48EI$$

Donde

D = Deflexión.

w = Carga total sobre la viga.

l = Claro de la viga.

E = Módulo de elasticidad.

I = Momento de inercia.

Considerando una viga WF o una viga I, utilizada como una viga simplemente apoyada, el patín superior resiste esfuerzos de compresión y tiene la misma tendencia al pandeo que se presenta en una columna cargada. Este patín puede estar soportado lateralmente en toda su longitud por medio del piso y diremos entonces que está “arriostado adecuadamente”. Sin embargo, a menudo el soporte lateral existe solamente en ciertos puntos a lo largo de la viga y el diseñador deberá tomar en cuenta la distancia que hay entre los puntos de soporte lateral.

4.2 Materiales recomendados

4.2.1 El acero y los perfiles comerciales

El acero es fundamentalmente una aleación de hierro (mínimo 98 %), con contenidos de carbono menores del 1 % y otras pequeñas cantidades de minerales como manganeso para mejorar su resistencia, fósforo, azufre, sílice y vanadio para mejorar su soldabilidad y resistencia a la intemperie. Es el material estructural más usado para construcción de estructuras en el mundo, producido a partir de materiales abundantes en la naturaleza. Entre sus ventajas está la gran resistencia a la tensión y compresión y de costo razonable.

Los aceros de baja aleación son usualmente utilizados para la construcción de maquinaria. Estos aceros contienen pequeñas cantidades de elementos específicos de aleación para obtener mejoras considerables en sus propiedades. Los elementos de aleación se pueden incorporar en el acero por varias razones: mejoraran las propiedades mecánicas, aumentan o disminuyen su respuesta a los tratamientos térmicos, mejoran su resistencia a la corrosión, etc.

El acero de baja aleación se define primero como un acero en el cual el contenido máximo especificado para los elementos de aleación excede uno o mas de las siguientes cantidades: (Mn - 1.65%), (Si - 0.6%) y segundo como un acero con un contenido definido de elementos de aleaciones tales como Al, Ni, Mo, Ti, W, V, Zr y otras aleaciones.

Gran parte de las estructuras de acero fueron fabricadas por muchos años con un acero estructural clasificado por la Sociedad Americana para pruebas de materiales (*ASTM*) en su especificación A7; los esfuerzos permisibles de trabajo incluidos en las especificaciones del Instituto Americano de la Construcción de Acero (*AISC*) estaban basados en este tipo de material, cuyo esfuerzo en el punto de fluencia es de 33,000 psi.

En la actualidad el A7 no se considera acero estructural básico ya que se pueden obtener otros aceros estructurales cuya demanda está creciendo rápidamente. El más utilizado para estos usos es el A36 por las normas *ASTM*, el cual ha sustituido en gran parte al A7. El A7 tiene la desventaja de que en su fabricación no se controla rigurosamente el carbón lo que provoca dificultad al soldarse; contrario a esto en el acero A36 el contenido de carbón se ha reducido para mejorar su soldabilidad, su punto de fluencia es de 36,000 psi, este aumento en la resistencia permite el uso de este material en miembros de menor tamaño y por consiguiente se logran estructuras más ligeras. El acero A36 es recomendable en la fabricación de elementos remachados, atornillados, soldados y otros usos estructurales.

A pesar de que el acero es susceptible al fuego y a la intemperie es el material estructural más usado por su abundancia, facilidad de ensamblaje y costo razonable; estructuralmente se pueden encontrar en el mercado los siguientes perfiles comerciales clasificados de una manera muy general.

4.2.1.1 Vigas de alma llena

El nombre de alma llena se aplica por no estar aligerada dicha parte; se utiliza en luces y cargas moderadas y se maneja en vigas constituidas por perfiles laminados sencillos o múltiples y se clasifican en.

- a. Simples (perfiles laminados).
- b. Armada (formadas por chapas unidas entre sí).

Las vigas armadas se utilizan cuando las cargas exteriores son de tal magnitud que los perfiles laminados no alcanzan las características mecánicas necesarias.

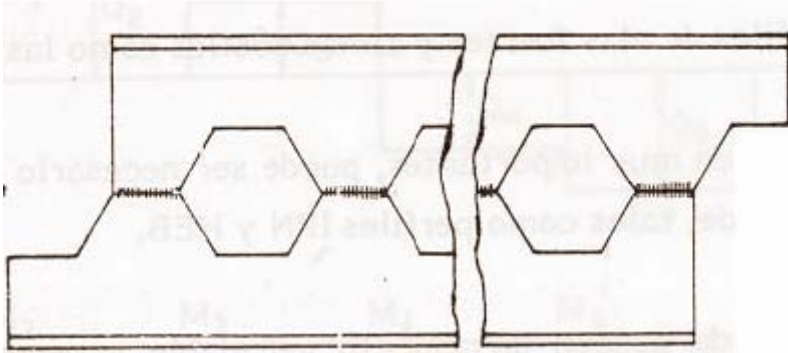
- c. Múltiples (dos o más perfiles unidos).

4.2.1.2 Vigas aligeradas

Se consideran como vigas de alma aligerada aquellas cuya alma presenta unos aligeramientos a lo largo de la misma, iguales entre sí, y con una separación igual entre ellos, se pueden clasificar de la siguiente manera.

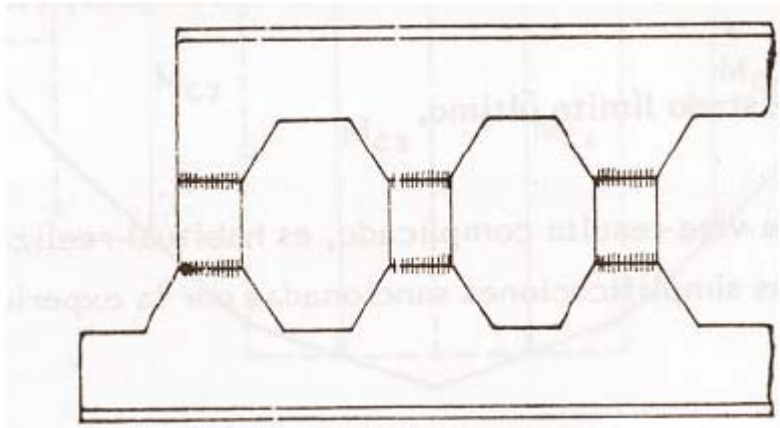
- a. Vigas alveoladas, figura 10.

Figura 10, **Viga alveolada**



b. Vigas alveoladas peraltadas, figura 11.

Figura 11. **Viga alveolada peraltada.**



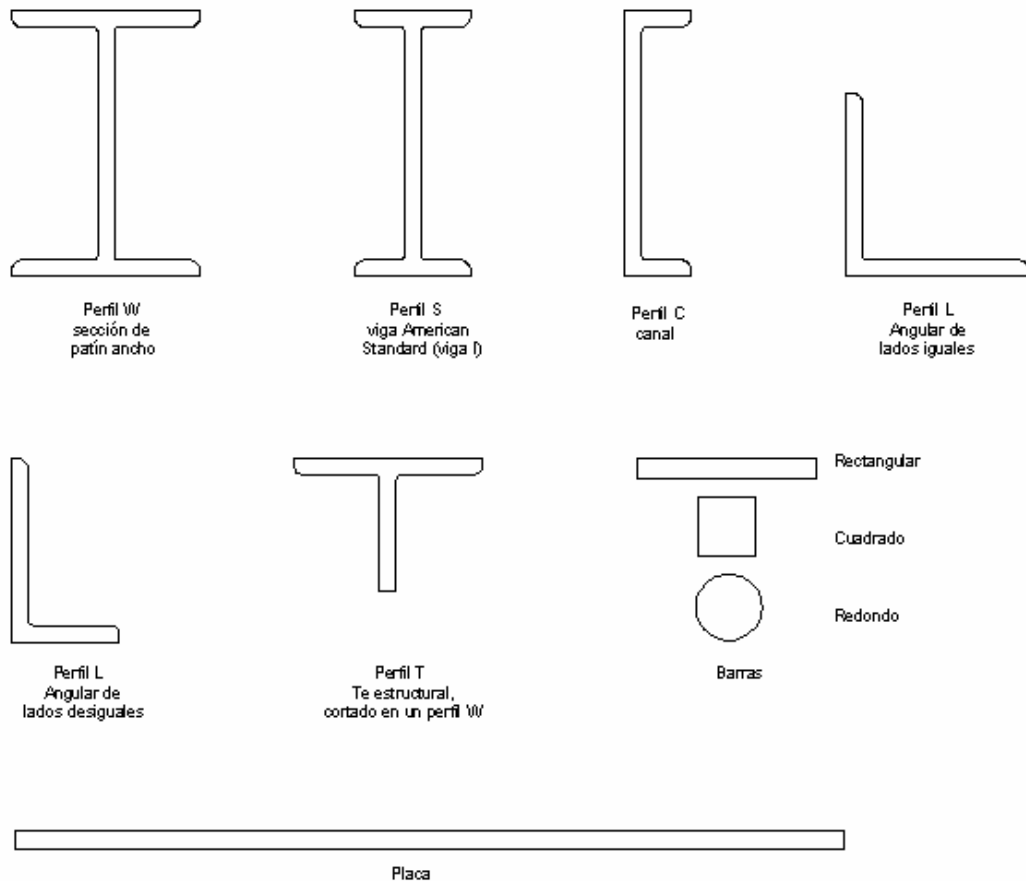
c. Vigas con aligeramientos circulares en el alma.

4.2.1.3 Vigas de celosía

Para mayores luces o cargas, normalmente se utilizan vigas de celosía las cuales poseen un alma aligerada.

Por motivos económicos; se suele preferir el empleo en primer lugar de los perfiles laminados y luego de las vigas armadas. Así mismo, por economía del material se utilizan las vigas de celosía en lugar de las armadas aunque su ejecución requiera una mayor mano de obra.

Figura 12. **Perfiles comerciales comunes**

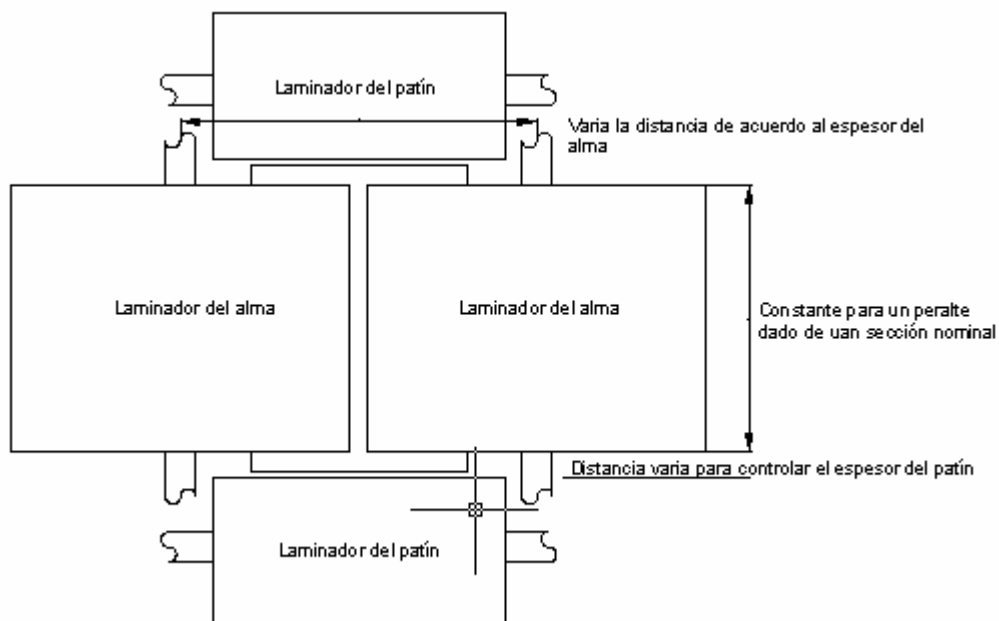


Las aplicaciones comunes del acero estructural (figura 12) son en edificios, instalaciones para industria, cables para puentes colgantes y fabricación de maquinaria; incluye perfiles estructurales de secciones tales como.

a. Perfiles W

El perfil estructural que se usa con mayor frecuencia es el perfil de patín ancho o W. Este perfil es doblemente simétrico (respecto al eje de las x como para el eje de las y), que consiste en dos patines de forma rectangular conectados por una placa de alma también rectangular. Las caras del patín son esencialmente paralelas con la distancia interior entre patines para la mayoría de los grupos, con una dimensión constante.

Figura 13. **Esquema de un castillo laminador de perfiles W**



Hay alguna variación debido al desgaste del rodillo laminador y otros factores, pero la distancia se mantiene constante dentro de las tolerancias de la *ASTM*. El perfil se produce como se ilustra en la figura 13.

La designación W16 X 40 significa un peralte nominal total de 16 pulgadas y con un peso de 40 lb/pie.

La designación W410 X 59.5 es la misma W16 anterior con un peralte nominal en mm (basado en el promedio aproximado de los peraltes de todas las secciones y redondeado hasta los más cercanos 5 mm) y con una masa de 59.5 Kg/m.

Antes de 1978 cuando menos una sección *W* en la designación de un grupo tenía exactamente el peralte nominal indicado, o sea una W16 tenía un peralte de 16.00 pulgadas; una W18 tenía un peralte de 18.00 pulgadas. Ahora, la W16 más cercana es W16 X 40, con un peralte indicado de 16.01, por ejemplo, la W21 varía de 20.6 a 22.06 pulgadas.

Para la W14, el equivalente en el SI es W360, pero el intervalo real es de 349 a 570 mm, en este caso, el promedio estaba muy lejos del valor nominal y la designación W360 se usó arbitrariamente.

Se debe notar que el producto laminado se contrae al enfriarse y con una tasa variable que depende del espesor en cualquier punto de la sección transversal. Los rodillos laminadores que se usan para producir los perfiles están sujetos a desgaste, lo que unido a las enormes fuerzas implicadas en el proceso de laminado, solamente dará lugar a la producción de perfiles nominales que varían de los valores teóricos o de diseño.

La especificación A-6 de *ASTM* proporciona en su parte 4, tolerancias permisibles de laminado, incluyendo la cantidad de alabeo en el patín y el alma y la desviación permisible en el peralte del alma para que la sección sea satisfactoria. En general, la máxima variación permisible en el peralte, medida en el plano del alma es $\pm \frac{1}{8}$ de pulgada ó 3 milímetros. Sin embargo, nótese que la diferencia permisible en el peralte de dos vigas laminadas con un peralte teórico de 16.01 puede producir peraltes extremos de 15.88 a 16.13 pulgadas es decir una diferencia de $\frac{1}{4}$ de pulgada o 6 milímetros. Estas variaciones deben tenerse en cuenta, en particular al convertir a dimensiones al SI para definir los espacios libres y el acoplamiento en el diseño.

b. Perfiles S

Son perfiles doblemente simétricos producidos de acuerdo con las dimensiones adoptadas en 1896 y que se conocían anteriormente como vigas I o vigas *American Standard*. Hay tres diferencias esenciales entre los perfiles S y W.

- El ancho del patín del perfil S es menor.
- La cara interna del patín tiene una pendiente de aproximadamente 16.7°
- El peralte teórico es el mismo que el peralte nominal. Una viga S510 X 111.6 es un perfil con peralte nominal 510 mm X 111.6 kg/m (S20 X 75).

c. Perfiles M

Son perfiles doblemente simétricos que no se clasifican como perfiles W o S. Existen unos 20 perfiles ligeros, clasificados como perfiles M. Un perfil M360 X 25.6 es el mayor de la clasificación M, y es una sección de peralte nominal de 360 mm y una masa de 25.6 kg/m (M14 X 17.2).

d. Perfiles C

Son perfiles de canal, producidos de acuerdo con estándares dimensionales adoptados en 1896. La pendiente interna del patín es la misma que la de los perfiles S. Estos canales se llamaban anteriormente canales *Standard o American Standard*. Los peraltes teóricos y nominales son idénticos.

Un C150 X 19.3 es un perfil estándar de canal con peralte nominal de 150 mm y una masa de 19.3 kg/m.

e. Perfiles MC

Estos son perfiles en canal que no se clasifican como perfiles C. Se conocían como canales diversos o para construcción de barcos.

f. Perfiles L

Pueden ser angulares de lados iguales o desiguales. Todos los angulares tienen paralelas las caras de los lados. Las dimensiones de los lados del angular pueden tener una variación de ± 1 mm en el ancho.

Un perfil L6 X 6 X $\frac{3}{4}$ es un angular de lados iguales con dimensiones nominales de 6 pulgadas y un espesor de $\frac{3}{4}$ de pulgada.

Un perfil L89 X 76 X 12.7 es un angular de lados desiguales con dimensiones en sus lados de 89 y 76 mm respectivamente, y un espesor de 12.7 mm en sus lados (L3 $\frac{1}{2}$ X 3 $\frac{1}{2}$).

g. Perfiles T

Las tes estructurales son miembros estructurales que se obtienen cortando perfiles W (para WT), S (para ST), o M (para MT). Por lo general se hace el corte de tal modo que se produce un perfil con área equivalente a la mitad del área de la sección original, pero a menudo se puede desplazar el corte cuando se requiere una sección con mayor peralte. Las tablas publicadas con perfiles T se basan en cortes simétricos. No se tiene en cuenta la pérdida de material debido al corte de la sección original, por corte con soplete.

Un perfil WT205 X 29.8 es una te estructural con un peralte nominal de 205 mm y una masa de 29.8 kg/m, y se obtiene dividiendo la sección W410 X 59.5 (de una sección W16 X 40).

4.3 Diseño del carro hidráulico

Para el diseño de un elemento o conjunto mecánico es importante evaluar con que otros dispositivos interactuara, el sitio que ocupara tanto dentro del proceso productivo como el espacio físico y definir claramente la función para la cual será diseñado. Cuales serán sus limitantes; de tal manera que se establezcan las fronteras del equipo a proyectar.

El carro hidráulico deberá tener la capacidad de abastecer la línea de producción de lámina galvanizada de aceros de Guatemala; dicha lámina es suministrada en rollos de 12 toneladas los cuales deben ser ingresados a una desembobinadora en posición horizontal (figura 3).

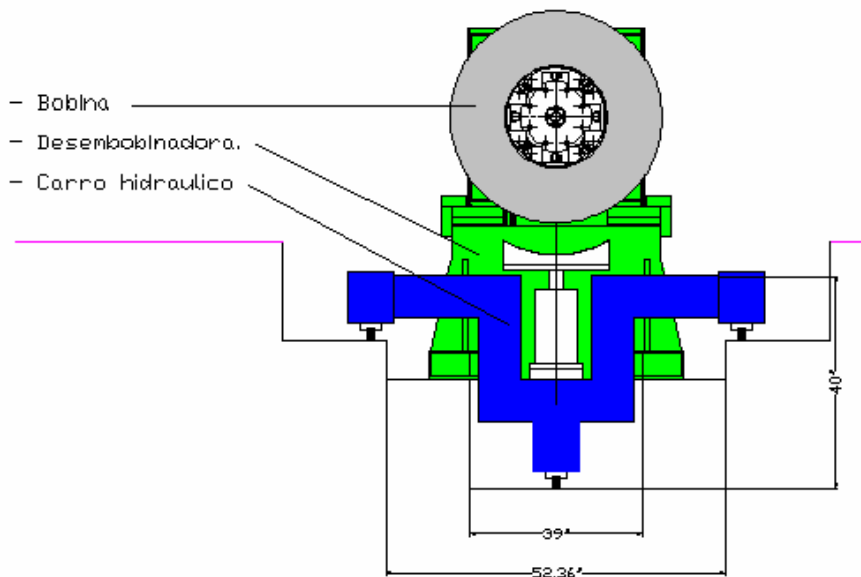
El carro será accionado por un sistema hidráulico ya que en este sitio no se cuenta con aire comprimido, el espacio físico disponible tiene un largo de 49 1/5" y un ancho de 52.36".

Este sistema dispondrá de una central hidráulica incorporada, la cual proporcionará de energía hidráulica a dos cilindros de doble efecto, uno elevara la bobina de lámina para hacer coincidir su centro con el eje de la desembobinadora, y otro cilindro proporcionará movimiento al carro para avanzar en el sentido horizontal y encajar la bobina en el eje de la desembobinadora.

4.3.1 Cálculos para el diseño de la viga principal del carro hidráulico

Primeramente se realizara un bosquejo del sistema a diseñar figura 14; de tal manera que se pueden obtener los siguientes datos.

Figura 14. **Vista frontal de la desembobinadora con un esquema del carro hidráulico**



- Claro de 52.36 pulgadas.
- El perfil adecuado debe ser un W laminado debido a su simetría, ya que este proporciona mayor área en el patín superior para la colocación del cilindro hidráulico que levantara las bobinas, figura 14.
- Peso a levantar 26500 lbs con el factor de servicio 1.5 da un nuevo peso de 39750.
- Esfuerzo permisible para un acero A36 24000 lbs/pulg³ (tabla VII del apéndice).

4.3.1.1 Análisis por flexión para el cálculo de la viga principal

Con los datos anteriores se aplican las formulas de flexión planteadas en el inciso 3.1.1 donde.

$$M = \frac{wl}{4} = \frac{39750 \times 52.3}{4} = 519731.25 \text{ Lb} \cdot \text{plg.}$$

$$S = \frac{M}{f} = \frac{519731.25}{24000} = 21.65 \text{ plg}^3$$

Ubicando el módulo de sección de 21.65 pulgadas³ en la tabla VIII del anexo en la sección que corresponde a los datos perpendiculares al alma en el eje neutro para perfiles W, el perfil más económico con este módulo es de 8W X 28 que tiene un patín de 6.54" , espesor de 0.463" y un alma de la sección de 8.06" de altura con un espesor de 0.285".

4.3.1.2 Análisis por cortante para el cálculo de la viga principal

Se debe comprobar si la viga calculada en el inciso 3.2.2.1 por flexión es lo suficiente robusta para resistir el esfuerzo cortante (F_v). Para ello se utilizan las formulas de la sección 3.1.2; ya que la carga total a soportar es de 39750 lbs R_1 y $R_2 = 39750/2 = 19875$ lbs, de tal manera que el cortante vertical $V = 19875$ lbs.

$$f_u = \frac{v}{d\alpha} = \frac{19875}{8.06 \times 0.285} = 8652.21 \text{ lb/plg}^2$$

El esfuerzo cortante calculado de 8652.21 lb/plg² es menor que el permisible de 14500 lb/plg² (tabla VII del apéndice), la viga es suficientemente robusta para resistir el cortante.

4.3.1.3 Análisis por deflexión para el cálculo de la viga principal

Calculando la deflexión que tendrá la viga 8W X 28 y considerando que de acuerdo a la sección 5.1.3 la deflexión permisible es de 52.3/360 la cual corresponde a 0.14 pulgadas.

$$D_{\max} = \frac{wl^3}{EI \times 48} = \frac{39750 \times 52.3^3}{29000000 \times 97.8 \times 48} = 0.04$$

Considerando que $D_{\max} = 0.04$ pulgadas es la deflexión real, la cual es menor que la permisible de 0.14 pulgadas. Por consiguiente, la viga es aceptable tanto por deflexión, cortante y flexión.

4.3.2 Diseño de las vigas soporte o testeras del carro hidráulico

En lo que respecta al diseño de las vigas soporte o testeras, el análisis se hará considerando el carro hidráulico como una grúa puente monorraíl, en este caso las dimensiones de las testeras o soportes laterales están dados en tablas de acuerdo a la luz del puente y la carga que soportará, estos datos están clasificados en la tabla V, como se puede observar en dicha tabla la categorización mas cercana para el carro hidráulico será la que se usaría para una grúa de 15 toneladas, en esta clasificación le corresponden 4 valores para esta luz del puente, ya que el claro de la viga proyectada en el inciso 5.3.1.1 es de 52.36" y la luz mínima en las tablas es de 40' \approx 480" , es decir que esta luz será la mas apropiada, proporcionando la distancia entre ejes de las ruedas de las testeras que corresponde a 10' 6" \approx 126".

Tabla V. **Distancia entre ejes de ruedas para una grúa tipo industrial**

Capacidad de de la grúa en Tn	Luz o claro en pies.	distancia entre eje de las ruedas de las testeras
5	40	8' 0"
	60	9' 6"
	80	12' 0"
	100	14' 6"
10	40	9' 6"
	60	10' 0"
	80	12' 0"
	100	14' 6"
15	40	10' 6"
	60	11' 0"
	80	11' 6"
	100	14' 6"

Fuente. Avallone A. Eugene, **Manual del Ingeniero Mecánico, Pág. 10-34.**

Con relación a las medidas de las ruedas, de la misma manera que para las dimensiones de las testeras se cuenta con la tabla VI, la que facilita la selección de las mismas, en dicha tabla se puede apreciar que las ruedas se clasifican de acuerdo a la capacidad del equipo a dimensionar de tal forma que en este caso la capacidad será 12 toneladas y le corresponde una rueda de 8” de diámetro y 5 1/2” de ancho. Las cotas de las ruedas seleccionadas servirán de base para la selección de la viga tipo C que formará el cajón de las testeras, considerando las dimensiones de la viga encontrada en el inciso 5.3.1.1.

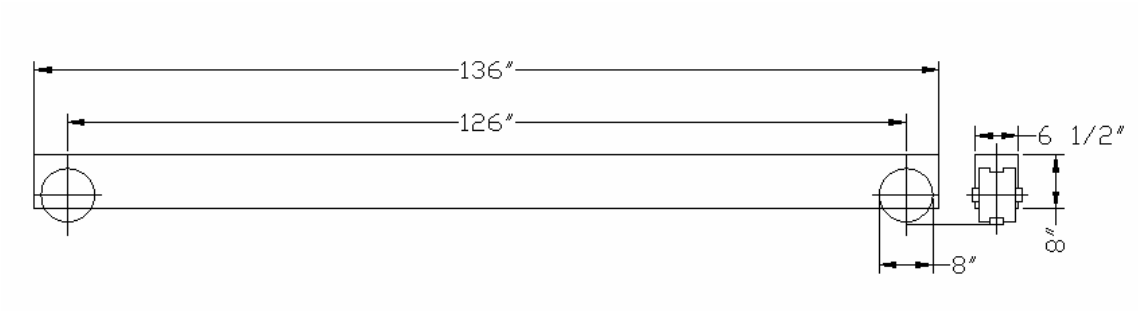
Tabla VI. Dimensiones típicas de ruedas para testeras

Capacidad del equipo a dimensionar (Toneladas)	Diámetro de la rueda (pulgadas)	Ancho de la rueda. (pulgadas)
1/2	3 1/2	3 1/4
1	3 1/2	3 1/4
1 1/2	4	3 7/8
2	4	3 7/8
3	5	4 7/16
4	5	4 7/16
5	6	5 3/16
6	6	5 3/16
8	8	5 1/2
10-12	8	5 1/2

Fuente. Avallone A. Eugene, **Manual del Ingeniero Mecánico, Pág. 10-32.**

En la figura 15 se puede observar el conjunto de ruedas y testeras con sus respectivas medidas.

Figura 15. Conjunto de ruedas y testeras

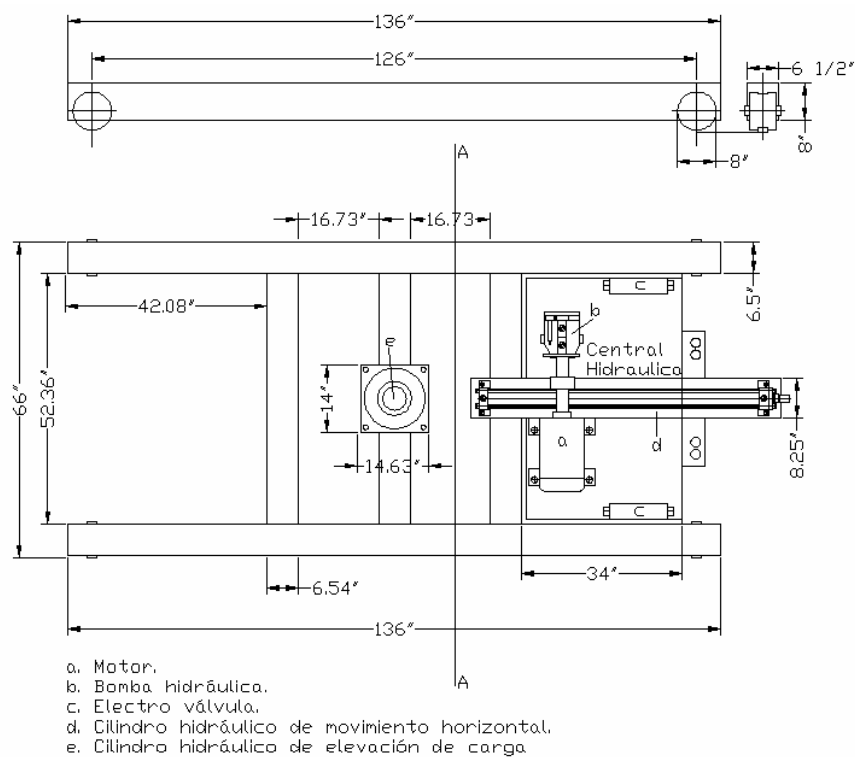


5. DISEÑO FINAL DEL CARRO HIDRÁULICO

En adelante se tiene una síntesis de los capítulos anteriores, en los cuales a través de ilustraciones se puede observar el diseño del carro hidráulico con los elementos calculados.

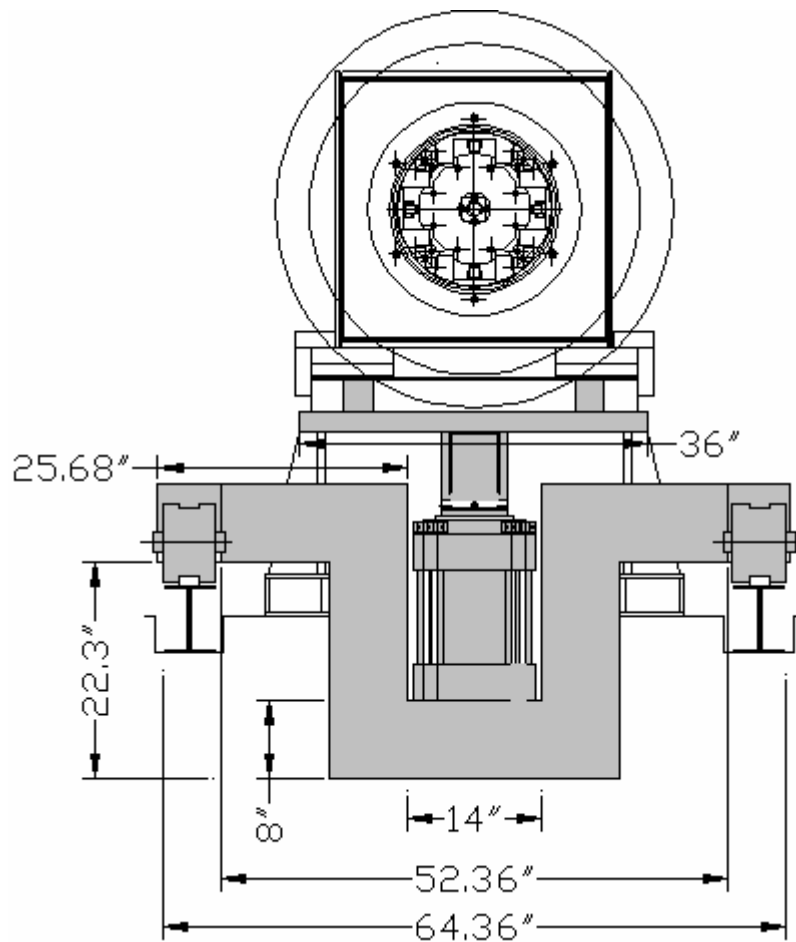
En la figura 16, aparecen dos vigas paralelas a la viga principal, las cuales se colocan en esa posición única y exclusivamente para rigidizar el marco que se forma con las testeras.

Figura 16. **Vista lateral de la testera y planta del carro hidráulico en conjunto**



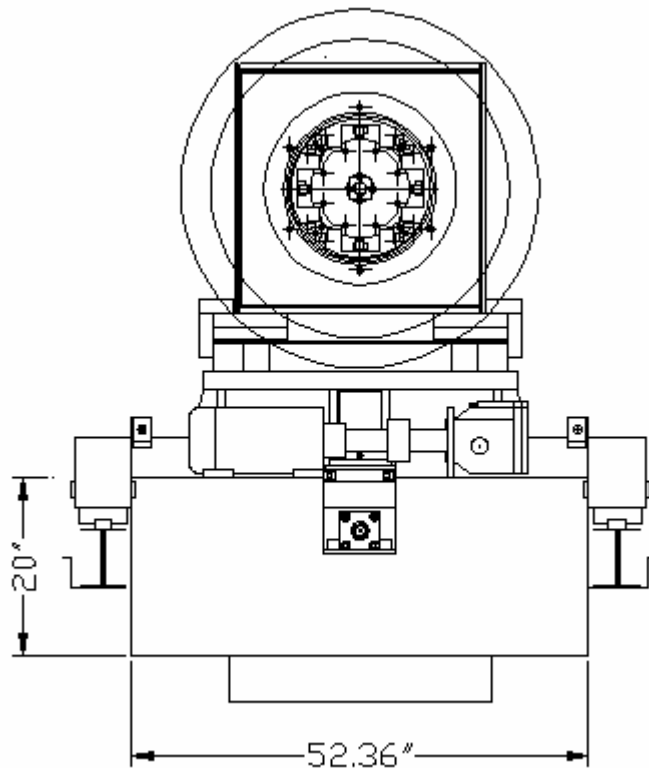
En la figura 17 se ilustra el cilindro hidráulico montado sobre la viga principal en conjunto con las testeras y la desembobinadora, siendo esta la sección A-A que se observa en la figura 16.

Figura 17, **Vista Frontal del carro hidráulico en conjunto**



La figura 18 ilustra la parte frontal del carro hidráulico incluyendo la central hidráulica y sus accesorios. Las dimensiones del tanque de aceite de la central hidráulica que aparece en la ilustración excede en un 110% a la proyectada en los cálculos, eso se debe a que si se hubiera trazado con los datos reales el nivel de aceite sobre la toma hubiese quedado a 2", estos hubiera evitado que el aceite decantara de manera efectiva. Otra razón fue la necesidad de hacer pasar dentro del tanque el cilindro hidráulico de movimiento horizontal, así como también los requerimientos de espacio para colocar los equipos auxiliares tales como bomba, motor y electro válvulas.

Figura 18. **Vista frontal del conjunto carro hidráulico y desembobinadora sin corte lateral**



5.1 Soldadura

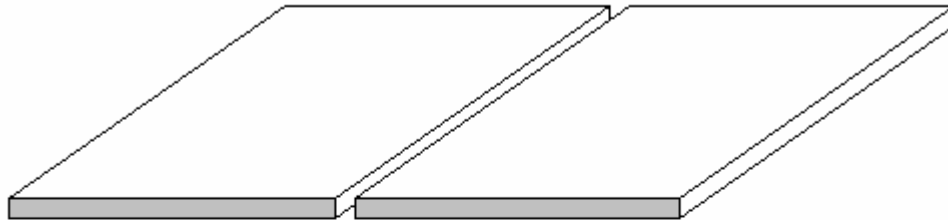
La soldadura de arco eléctrico suele ser la más utilizada en trabajos de acoplamiento a nivel industrial y en talleres pequeños o grandes, esto se debe mas que todo a su fácil utilización comparada con otros tipos de soldadura, transporte accesible, funcionamiento con electricidad y pocos insumos, así como también se debe considerar que puede ser utilizada en casi cualquier lugar tomando en cuenta que existen las maquinas de soldar generadoras, las cuales permiten tener energía en cualquier punto ya que cuentan con un generador portátil.

En la actualidad es considerada como la herramienta por excelencia para la unión de acero, aunque por muchos años no fue considerada de esta manera por la creencia que era mas seguro la utilización de remaches.

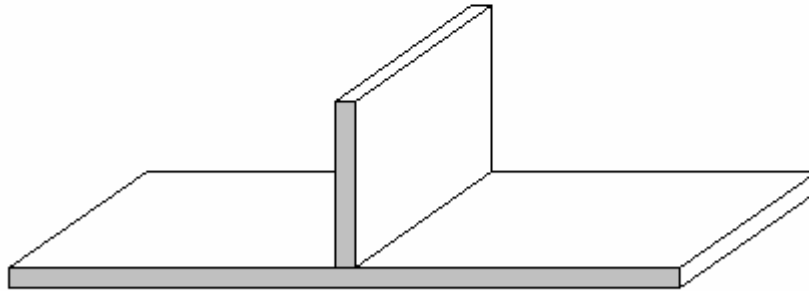
Hoy por hoy se ha comprobado que la soldadura eléctrica provee una resistencia mecánica igual o mayor a la del material soldado, así como también ahorra hasta un 25% en material y peso comparada con las técnicas que le precedieron.

La soldadura que se usara para la construcción del carro hidráulico deberá ser de arco eléctrico sumergido, empleando uniones básicas tales como unión a tope y unión T o de filete, figura 19.

Figura 19, **Uniones básicas para soldadura**



Unión a tope

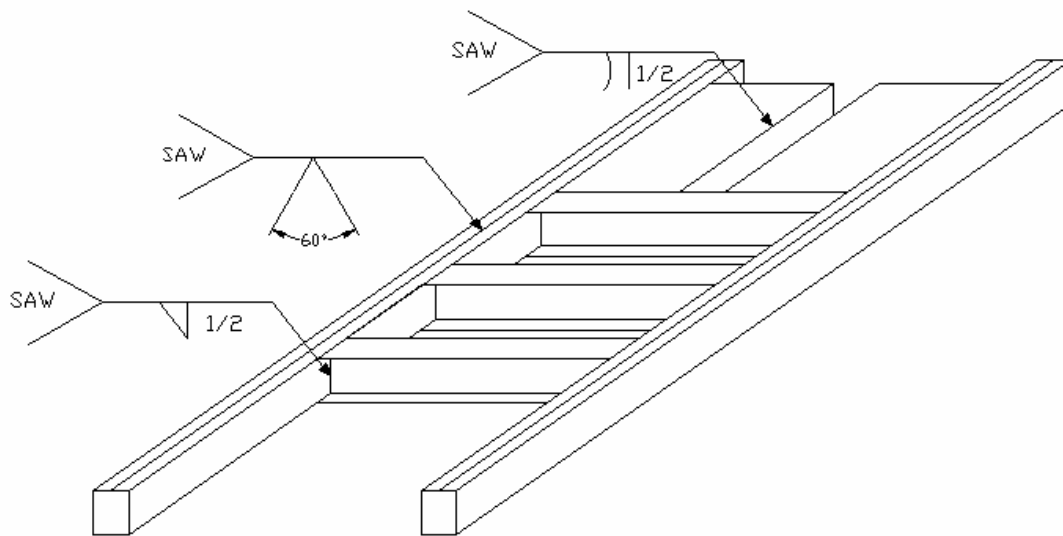


Unión a T

Los puntos en los cuales se requerirá soldadura serán básicamente para la integración de los perfiles tipo C que conformarán las vigas soporte o testeras, en la unión de las testeras y la viga principal y en la fabricación del tanque de aceite. Los electrodos a utilizar serán para el primer cordón el E6010 el cual provee una penetración profunda con depósitos de alta calidad, propiedades físicas excelentes, así como puede utilizarse en todas las posiciones con corriente directa, satisfaciendo las normas mas exigentes de inspección. Los siguientes dos cordones serán aplicados con E7018 el cual provee un cordón grueso ideal para acabados, así como también una mejor resistencia que el E6010, reduce el poscalentamiento de la soldadura, dando así mejores condiciones de aplicación a menores costos. o nulos de precalentamiento.

Las uniones se llevarán a cabo como se puede observar en la figura 20.

Figura 20. **Isométrico del carro hidráulico con simbología de soldadura**



CONCLUSIONES

1. Es factible el diseño un carro hidráulico con capacidad de 12 toneladas para el abastecimiento de rollos de lámina negra en la planta de producción de lámina galvanizada de Aceros de Guatemala zona 12, ya que, se cuenta con el espacio físico necesario, tanto dentro de la planta, así como del carro hidráulico para la disposición de los elementos requeridos para su funcionamiento.
2. El tipo cilindro hidráulico mas adecuado para la elevación de la carga y movimiento horizontal es el de doble efecto, el cual proporciona la versatilidad de una velocidad y presión controlada en ambos sentidos de su desplazamiento.
3. Para el análisis de las cargas en los cilindros, se contemplo que en el caso del cilindro de elevación de carga, la fuerza no se aplica pasando por el centro de gravedad (cg) el cilindro soporta un esfuerzo combinado axial y de flexión; para el cilindro de movimiento horizontal la carga es, totalmente, axial. Con respecto al cálculo del diámetro efectivo de los mismos se asumió como una columna corta, en este caso, existen muchos métodos en los que los autores tratan de aproximarse a curvas de resultados experimentales, esto ha conducido a la tendencia generalizada de usar fórmulas sencillas, pues es dudoso que las más complicadas conduzcan a diseños apreciablemente mejores, por tal motivo se empleo la que corresponde al *AISC*, la cual suele ser práctica y muy ajustada a los ensayos de laboratorio.

4. Se planteo una central hidráulica con un tamaño compacto, llenando de esta manera los requerimientos de espacio disponible en el carro hidráulico y acorde a las necesidades de operación de la planta, puesto que cuenta con una serie de elementos que en su conjunto facilitan las maniobras para la cual fue diseñada.
5. Se diseño la estructura del carro hidráulico considerando que resistirá los esfuerzos por flexión, cortante y deflexión, habiendo tenido en cuenta para el cálculo el límite de fluencia del acero A36 por las normas *ASTM*, ya que, este acero tiene un contenido de carbono reducido el cual mejora su soldabilidad, siendo este el más utilizado para estos propósitos.
5. Se elaboró un esquema el cual ilustra de manera específica el tipo de soldadura a utilizar, las medidas en conjunto del carro hidráulico y la disposición de los elementos hidráulicos dentro del mismo, con el propósito que sirva de guía para la fabricación de este mecanismo.

RECOMENDACIONES

1. Es necesario que para la elaboración del carro hidráulico se tomen muy en cuenta las dimensiones planteadas en el capítulo “Diseño Final del Carro Hidráulico”, ya que, esto garantizará en alguna medida que el mecanismo que se elaborará coincida con la serie de elementos con los cuales interactuará.
2. En la compra o fabricación del eje o vástago de los cilindros hidráulicos de doble efecto se recomienda que se adquieran de acero inoxidable, pues, el ambiente en el cual operarán es altamente corrosivo.
3. El brazo del momento provocado por la carga a levantar con respecto al centro de gravedad o eje del cilindro hidráulico de elevación no debe sobrepasar las 12 pulgadas con las que diseño, puesto que, esto podría sobrepasar la carga a flexión para la cual fue calculado el vástago, es por ello que cuando se fabrique la placa en la cual descansa la bobina las cuñas deben colocarse a 12” máximo.
4. En la adquisición de los equipos que estarán dispuestos en la central hidráulica se sugiere que sean comprados de acuerdo a los modelos y series planteados en el capítulo “Diseño de la Central Hidráulica”, ya que, el espacio físico está diseñado en base a las dimensiones de estos elementos.

5. En la fabricación del tanque que contendrá el aceite hidráulico es importante la colocación de una cortina de no más de 2" que divida el tanque en dos partes para provocar de esta manera la decantación de las partículas que puedan contaminar el aceite.

6. De no ser posible adquirir en el mercado la viga 8W X 28 planteada en el capítulo 4, la cual soporta la mayor parte de la carga estructural, se recomienda escoger una viga en la tabla VIII del anexo que tenga un módulo de sección igual o superior al calculado, pues, esto garantizará el funcionamiento estructural del carro hidráulico.

BIBLIOGRAFÍA

1. Avallone, Eugene. A., Baumeister III, Theodore. **Manual del Ingeniero Mecánico**. 9ª ed. México: Editorial McGraw-Hill/interamericana de México, S.A. de C.V., 1997.
2. Bowles, Joseph E. **Diseño de Acero Estructural**. México: Editorial Limusa, S.A. de C.V., 1993.
3. L. Singer, Ferdinand, Pytel Singer. **Resistencia de Materiales**. México: Editorial Harla, S.A. de C.V., 1982.
4. Montes Estrada, Oscar Humberto. Manual para el diseño simplificado de vigas y columnas de acero. Tesis Ingeniería Civil. Guatemala, Universidad de San Carlos de Guatemala, Facultad de Ingeniería, 1989.

APÉNDICE

Tabla VII. **Esfuerzos permisibles * en el acero A36**

	Lb/plg ²
De tensión:	
Sobre sección Neta excepto en agujeros para pasadores.	22000
Sobre sección neta, en agujeros para pasadores	16000
De flexión: tensión y compresión sobre las fibras externas:	
Esfuerzo básico, reducido en ciertos casos	22000
Vigas compactas, adecuadamente sujetas	24000
Placas rectangulares de apoyo	27000
De corte: almas de vigas, sección bruta	14500

* Los esfuerzos permisibles se pueden aumentar en un tercio cuando los producen Sólo cargas de viento o sísmicas o al combinarse con las cargas muertas y vivas de Diseño.

ANEXO

Tabla VIII. Propiedades de vigas y columnas de patín ancho (perfiles W)



Tamaño nominal, plg.	† Peso por pie, lb.	Area de la sección, pulg ² .	Altura de la sección, pulg.	Patín		Espesor del alma, plg.	Eje neutro perpendicular al alma en el centro			Eje neutro paralelo al alma en el centro			V, 1000 lb *	R, 100 lb *	Hileras conex. Std
				Anchura plg.	Espesor, plg.		I, plg ⁴	S, pulg ³	r, pulg	I, plg ⁴	S, pulg ³	R, pulg			
36 X 16 ½	300	88.17	36.72	16.65	1.680	0.945	20290	1.105	15.17	1.225	147.1	3.73	503	161	10
	280	82.32	36.5	16.59	1.570	0.885	18819	1.031	15.12	1.127	135.9	3.70	468	148	
	260	76.56	36.24	16.55	1.440	0.845	17233	951	15.00	1.020	123.3	3.65	444	138	
	245	72.03	36.06	16.51	1.350	0.802	16092	892	14.95	944	114.4	3.62	419	129	
	230	67.73	35.88	16.47	1.260	0.865	14988	835	14.88	870	105.7	3.59	398	121	
36 X 12	194	57.11	36.48	12.11	1.260	0.770	12103	663	14.56	355	58.70	2.49	407	117	10
	182	53.54	36.32	12.07	1.180	0.725	11281	621	14.52	327	54.30	2.47	382	109	
	170	49.98	36.16	12.02	1.100	0.680	10470	579	14.47	300	50.00	2.45	357	100	
	160	47.09	36.00	12.00	1.020	0.653	9738	541	14.38	275	45.90	2.42	341	95	
	150	44.16	35.84	11.97	0.940	0.625	9012	502	14.29	250	41.80	2.38	325	90	
33 X 15 ¾	240	70.52	33.50	15.86	1.400	0.830	13585	811	13.88	874	110.20	3.52	403	133	9
	220	64.73	33.25	15.81	1.275	0.775	12312	740	13.79	782	99.00	3.48	374	122	
	200	58.79	33.00	15.75	1.150	0.715	11048	669	13.71	691	87.80	3.43	342	110	
33 X 11 ½	152	44.77	33.50	11.56	1.055	0.635	8147	486	13.50	256	44.30	2.39	308	92	9
	141	41.51	33.31	11.53	0.960	0.605	7442	446	13.39	229	39.80	2.35	292	86	
	130	38.26	33.10	11.51	0.855	0.580	6699	404	13.23	201	35.00	2.29	278	81	
30 X 15	210	61.78	30.38	15.10	1.315	0.775	9872	649	12.64	707	93.70	3.38	341	122	8
	190	55.90	30.12	15.04	1.185	0.710	8825	586	12.57	624	83.10	3.34	310	109	
	172	50.65	29.88	14.98	1.065	0.655	7891	528	12.48	550	73.40	3.30	284	98	
30 X 10 ½	132	38.83	30.30	10.55	1.000	0.615	5753	379	12.17	185	35.10	2.18	270	86	8
	124	36.45	30.16	10.52	0.930	0.585	5347	354	12.11	169	32.30	2.16	256	81	
	116	34.13	30.00	10.50	0.850	0.564	4919	327	12.00	153	29.20	2.12	245	77	
	108	31.77	29.82	10.48	0.760	0.548	4461	299	11.85	135	25.80	2.06	237	74	
27 X 14	177	52.10	27.31	14.09	1.190	0.725	6728	492.8	11.36	518.9	73.70	3.16	287	110	7
	160	47.04	27.08	14.02	1.075	0.658	6018	444.5	11.31	458.0	65.30	3.12	258	99	
	145	42.68	26.88	13.96	0.975	0.600	5414	402.9	11.26	406.9	58.30	3.09	234	88	

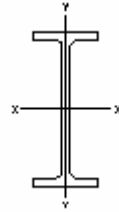
Nota: 1pulgada = 2.54 cm; 1 pie = 0.305 mm; 1 lb = 4.45 N.

* Los valores de V y R son para vigas de acero A36

† Algunas secciones que se listan ya no se laminan, pero pueden encontrarse en construcciones existentes. No se incluyen otras que se laminan en la actualidad. Consultese los catálogos de los productores para las secciones actualmente disponibles.

Fuente. Avallone A. Eugene, **Manual del Ingeniero Mecánico, Pág. 12-39.**

Continuación.



Tamaño nominal, plg.	† Peso por pie, lb.	Area de la sección, pulg ² .	Altura de la sección, pulg.	Patín		Espesor del alma, plg.	Eje neutro perpendicular al alma en el centro			Eje neutro paralelo al alma en el centro			V, 1000 lb *	R, 100 lb *	Hileras conex. Std
				Anchura plg.	Espesor, plg.		I, plg ⁴	S, pulg ³	r, pulg	I, plg ⁴	S, pulg ³	r, pulg			
27 X 10	114	33.53	27.28	10.07	0.932	0.570	4080	299.2	11.03	149.6	29.70	2.11	225	79	7
	102	30.01	27.07	10.02	0.827	0.518	3604	266.3	10.96	129.5	25.90	2.08	203	71	
	94	27.65	26.91	9.99	0.747	0.490	3266	242.8	10.87	115.1	23.00	2.04	191	65	
24 X 14	160	47.04	24.74	14.09	1.135	0.656	5110	413.5	10.42	492.6	69.90	3.23	235	97	6
	145	42.62	24.49	14.04	1.020	0.608	4560	372.5	10.34	434.3	61.80	3.19	216	88	
	130	38.21	24.25	14.00	0.900	0.565	4009	330.7	1.24	375.2	53.60	3.13	199	80	
24 X 12	120	35.29	24.31	12.08	0.930	0.556	3625	299.1	10.15	254.0	42.00	2.68	196	78	6
	110	32.36	24.16	12.04	0.855	0.510	3315	274.4	10.12	229.1	38.00	2.66	179	71	
	100	29.43	24.00	12.00	0.775	0.468	2987	248.9	10.08	203.5	33.90	2.63	163	64	
24 X 9	94	27.63	24.29	9.06	0.872	0.516	2683	220.9	9.85	102.2	22.61	1.92	182	69	6
	84	24.71	24.09	9.02	0.772	0.470	2364	196.3	9.78	88.3	19.60	1.89	164	62	
	76	22.37	23.91	8.98	0.682	0.440	2096	175.4	9.68	76.5	17.00	1.85	153	56	
21 X 13	142	41.76	21.46	13.13	1.095	0.659	3403	317.2	9.03	385.9	58.80	3.04	205	96	6
	127	37.34	21.24	13.06	0.985	0.588	3017	284.1	8.99	338.6	51.80	3.01	181	83	
	112	32.93	21.00	13.00	0.865	0.527	2620	249.6	8.92	289.7	44.60	2.96	160	73	
21 X 9	96	28.21	21.14	9.03	0.935	0.575	2088	197.6	8.60	109.3	24.2	1.97	176	79	6
	82	24.10	20.86	8.96	0.795	0.499	1752	168.0	8.53	89.6	20.0	1.93	151	67	
	73	21.46	21.24	8.29	0.740	0.455	1600	150.7	8.64	66.2	16.0	1.76	140	59	
21 X 8 ¼	68	20.02	21.13	8.27	0.685	0.430	1478	139.9	8.59	60.4	14.6	1.74	132	55	6
	62	18.23	20.99	8.24	0.615	0.400	1326	126.4	8.53	53.1	12.9	1.71	122	51	
	55	16.44	20.86	8.21	0.545	0.370	1174	113.0	8.53	46.2	11.2	1.68	112	47	
18 X 11 ¼	114	33.51	18.48	11.83	0.991	0.595	2033	220.1	7.79	255.6	43.2	2.76	159	83	5
	105	30.86	18.32	11.79	0.911	0.554	1852	202.2	7.75	231.0	39.2	2.73	147	77	
	96	28.22	18.16	11.75	0.831	0.512	1674	184.4	7.70	206.8	35.2	2.71	135	69	
18 X 8 ¼	85	24.97	18.32	8.83	0.911	0.526	1429	156.1	7.57	99.4	22.5	2.00	140	71	5
	77	22.63	18.16	8.78	0.831	0.475	1286	141.7	7.54	88.6	20.2	1.98	125	63	
	70	20.56	18.00	8.75	0.751	0.438	1153	128.2	7.49	78.5	17.9	1.95	114	57	
	64	18.80	17.87	8.71	0.686	0.403	1045	117	7.46	70.3	16.1	1.93	104	52	

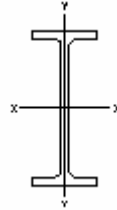
Nota: 1 pulgada = 2.54 cm; 1 pie = 0.305 mm; 1 lb = 4.45 N.

* Los valores de V y R son para vigas de acero A36

† Algunas secciones que se listan ya no se laminan, pero pueden encontrarse en construcciones existentes. No se incluyen otras que se laminan en la actualidad. Consultese los catálogos de los productores para las secciones actualmente disponibles.

Fuente. Avallone A. Eugene, **Manual del Ingeniero Mecánico, Pág. 12-39.**

Continuación.



Tamaño nominal, plg.	† Peso por pie, lb.	Area de la sección, pulg ² .	Altura de la sección, pulg.	Patín		Espesor del alma, plg.	Eje neutro perpendicular al alma en el centro			Eje neutro paralelo al alma en el centro			V, 1000 lb *	R, 100 lb *	Hileras conex. Std
				Anchura plg.	Espesor, plg.		I, plg ⁴	S, pulg ³	r, pulg	I, plg ⁴	S, pulg ³	r, pulg			
18 X 7 ½	60	17.64	18.25	7.56	0.695	0.416	984	107.8	7.47	47.1	12.5	1.63	110	53	4
	55	16.19	18.12	7.53	0.630	0.390	889	98.2	7.41	42.0	11.1	1.61	102	49	
	50	14.71	18.00	7.50	0.570	0.358	800	89	7.38	37.2	9.9	1.59	93	44	
16 X 11 ½	96	28.22	16.32	11.53	0.875	0.535	1355	166.1	6.93	207.2	35.9	2.71	127	74	4
	88	25.86	16.16	11.50	0.795	0.504	1222	151.3	6.87	185.2	32.2	2.67	118	68	
16 X 8 ½	78	22.92	16.32	8.58	0.875	0.529	1042	127.8	6.74	87.5	20.4	1.95	125	71	4
	71	20.86	16.16	8.54	0.795	0.486	936	115.9	6.70	77.9	18.2	1.93	114	64	
	64	18.80	16.00	8.50	0.715	0.443	833	104.2	6.66	68.4	16.1	1.91	103	58	
	58	17.04	15.86	8.46	0.645	0.407	746	94.1	6.62	60.5	14.3	1.88	94	52	
16 X 7	50	14.70	16.25	7.07	0.628	0.380	655	80.7	6.68	34.8	9.8	1.54	90	47	3
	45	13.24	16.12	7.03	0.563	0.346	583	72.4	6.64	30.5	8.7	1.52	81	43	
	40	11.77	16.00	7.00	0.503	0.307	515	64.4	6.62	26.5	7.6	1.50	71	37	
	36	10.59	15.85	6.99	0.428	0.299	446	56.3	6.49	22.1	6.3	1.45	69	36	
	426	125.20	18.69	16.69	3.033	1.875	6610	707.4	7.26	2.359	282.7	4.34	3
	398	116.90	18.31	16.59	2.843	1.770	6013	656.9	7.17	2.169	261.6	4.31	
	370	108.80	17.94	16.47	2.658	1.655	5454	608.1	7.08	1.986	241.1	4.27	3
	342	100.60	17.56	16.36	2.468	1.545	4911	559.4	6.99	1.806	220.8	4.24	
14 X 16	314	92.30	17.19	16.23	2.283	1.415	4399	511.9	6.90	1.631	207.0	4.20	3
	287	84.37	16.81	16.13	2.093	1.310	3912	465.5	6.81	1.466	181.8	4.17	
	264	77.63	16.50	16.02	1.938	1.205	3526	427.4	6.74	1.331	166.1	4.14	3
	246	72.33	16.25	15.94	1.813	1.125	3228	397.4	6.68	1.226	153.9	2.12	
	237	69.69	16.12	15.91	1.748	1.090	3080	382.2	6.65	1.174	147.7	4.11	
	228	67.06	16.00	15.86	1.688	1.045	2942	367.8	6.62	1.124	141.8	4.10	3
	219	64.36	15.87	15.82	1.623	1.005	2798	352.6	6.59	1.073	135.6	4.08	
	211	62.07	15.75	15.80	1.563	0.980	2671	339.2	6.56	1.028	130.2	4.07	
	202	59.39	15.63	15.75	1.503	0.930	2538	324.9	6.54	979.0	124.4	4.06	

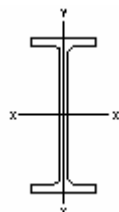
Nota: 1 pulgada = 2.54 cm; 1 pie = 0.305 mm; 1 lb = 4.45 N.

* Los valores de V y R son para vigas de acero A36

† Algunas secciones que se listan ya no se laminan, pero pueden encontrarse en construcciones existentes. No se incluyen otras que se laminan en la actualidad. Consultese los catálogos de los productores para las secciones Actualmente disponibles.

Fuente. Avallone A. Eugene, **Manual del Ingeniero Mecánico, Pág. 12-40.**

Continuación.



Tamaño nominal, plg.	† Peso por pie, lb.	Área de la sección, pulg ² .	Altura de la sección, pulg.	Patín		Espesor del alma, plg.	Eje neutro perpendicular al alma en el centro			Eje neutro paralelo al alma en el centro			V, 1000 lb *	R, 100 lb *	Hileras conex. Std
				Anchura plg.	Espesor, plg.		l, plg4	S, pulg3	r, pulg	l, plg4	S, pulg3	r, pulg			
14X16	193	56.73	15.50	15.71	1.438	0.890	2402	310.0	6.51	930	118.4	4.05	3
	184	54.07	15.38	15.66	1.378	0.840	2274	295.8	6.49	882	112.7	4.04	3
	176	51.73	15.25	15.64	1.313	0.820	2149	281.9	6.45	837	107.1	4.02	3
	167	49.09	15.12	15.60	1.248	0.780	2020	267.3	6.42	790	101.3	4.01	3
14 X 14 ½	158	46.47	15.00	15.55	1.188	0.730	1900	253.4	6.40	745	95.8	4.00	3
	150	44.08	14.88	15.51	1.128	0.695	1786	240.2	6.37	702	90.6	3.99	3
	142	41.85	14.75	15.50	1.063	0.680	1672	226.7	6.32	660	85.2	3.97	3
	320	94.12	16.81	16.71	2.093	1.890	4.141	492.8	6.63	1635	195.7	4.17	3
14 X 12	136	39.98	14.75	14.74	1.063	0.660	1593	216.0	6.31	567	77.0	3.77	3
	127	37.33	14.62	14.69	0.998	0.610	1476	202.0	6.29	527	71.8	3.76	3
	119	34.99	14.50	14.65	0.938	0.570	1373	189.4	6.26	491	67.1	3.75	120	78	3
	111	32.65	14.37	14.62	0.873	0.540	1266	176.3	6.23	454	62.2	3.73	113	73	3
	103	30.26	14.25	14.57	0.813	0.495	1.165	163.6	6.21	419	57.6	3.72	102	66	3
14 X 10	95	27.94	14.12	14.54	0.748	0.465	1063	150.6	6.17	383	52.8	3.71	95	61	3
	87	25.56	14.00	14.50	0.688	0.420	966	138.1	6.15	349	52.8	3.70	85	55	3
	84	24.71	14.18	12.02	0.778	0.451	928	130.9	6.13	225.5	37.5	3.02	93	59	3
14 X 8	78	22.94	14.06	12.00	0.718	0.428	851	121.1	6.09	206.9	34.5	3.00	87	56	3
	74	21.76	14.19	10.07	0.783	0.450	796	112.3	6.05	133.5	26.5	2.48	93	59	3
	68	20.00	14.06	10.04	0.718	0.418	724	103.0	6.02	121.2	24.1	2.46	85	54	3
14 X 6 ¾	61	17.94	13.91	10.00	0.643	0.378	641	92.2	5.98	107.3	21.5	2.45	76	48	3
	53	15.59	13.94	8.06	0.658	0.370	542	77.8	5.90	57.5	14.3	1.92	75	47	3
	48	14.11	13.81	8.03	0.593	0.339	484	70.2	5.86	51.3	12.8	1.91	68	43	3
14 X 6 ¼	43	12.65	13.68	8.00	0.528	0.308	429	62.7	5.82	45.1	11.3	1.89	61	38	3
	38	11.17	14.12	6.77	0.513	0.313	385	54.6	5.87	24.6	7.3	1.49	64	38	3
	34	10.00	14.00	6.75	0.453	0.287	339	48.5	5.83	21.3	6.3	1.46	58	34	3
	30	8.81	13.86	6.73	0.383	0.270	289	41.8	5.73	17.5	5.2	1.41	54	32	3

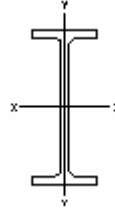
Nota: 1 pulgada = 2.54 cm; 1 pie = 0.305 mm; 1 lb = 4.45 N.

* Los valores de V y R son para vigas de acero A36

† Algunas secciones que se listan ya no se laminan, pero pueden encontrarse en construcciones existentes. No se incluyen otras que se laminan en la actualidad. Consultese los catálogos de los productores para las secciones actualmente disponibles.

Fuente. Avallone A. Eugene, **Manual del Ingeniero Mecánico, Pág. 12-40.**

Continuación.



Tamaño nominal, plg.	† Peso por pie, lb.	Area de la sección, pulg ² .	Altura de la sección, pulg.	Patín		Espesor del alma, plg.	Eje neutro perpendicular al alma en el centro			Eje neutro paralelo al alma en el centro			V, 1000 lb *	R, 100 lb *	Hileras conex. Std
				Anchura plg.	Espesor, plg.		I, plg ⁴	S, pulg ³	r, pulg	I, plg ⁴	S, pulg ³	r, pulg			
12 X 12	190	55.86	14.38	12.67	1.736	1.060	1892	263.2	5.82	589.7	93.1	3.25	3
	161	47.38	13.88	12.51	1.486	0.905	1541	222.2	5.70	486.2	77.7	3.20	
	133	39.11	13.38	12.36	1.236	0.755	1221	182.5	5.59	389.9	63.1	3.16	
	120	35.31	13.12	12.32	1.106	0.710	1071	163.4	5.51	345.1	56.0	3.13	3
	106	31.19	12.88	12.23	0.986	0.620	930	144.5	5.46	300.9	49.2	3.11	
	99	29.09	12.75	12.19	0.921	0.580	858	134.7	5.43	278.2	45.7	3.09	
12 X 10	92	27.06	12.62	12.15	0.856	0.545	788	125.0	5.40	256.4	42.2	3.08	
	85	24.98	12.50	12.10	0.796	0.495	723	115.7	5.38	235.5	38.9	3.07	90	65	3
	79	23.22	12.38	12.08	0.736	0.470	663	107.1	5.34	216.4	35.8	3.05	84	61	
	72	21.16	12.25	12.04	0.671	0.430	597	97.5	5.31	195.3	32.4	3.04	76	55	
	65	19.11	12.12	12.00	0.606	0.390	533	88.0	5.28	174.6	29.1	3.02	69	49	
12 X 10	58	17.06	12.19	10.01	0.641	0.359	476	78.1	5.28	107.4	21.4	2.51	63	46	3
	53	15.59	12.06	10.00	0.576	0.345	426	70.7	5.23	96.1	19.2	2.48	60	44	
12 X 8	50	14.71	12.19	8.07	0.641	0.371	394	64.7	5.18	56.4	14.0	1.96	66	48	3
	45	13.24	12.06	8.04	0.576	0.336	350	58.2	5.15	50.0	12.4	1.94	59	43	
	40	11.77	11.94	8.00	0.516	0.294	310	51.9	5.13	44.1	11.0	1.94	51	37	
12 X 6 ½	36	10.59	12.24	6.56	0.540	0.305	280	45.9	5.15	23.7	7.2	1.5	54	37	3
	31	9.12	12.09	6.52	0.465	0.265	238	39.4	5.11	19.8	6.1	1.47	46	31	
	27	7.97	11.95	6.50	0.400	0.240	204	34.1	5.06	16.6	5.1	1.44	42	28	
10 X 10	112	32.92	11.38	10.41	1.248	0.755	718.7	126.3	4.67	235.4	45.2	2.67	2
	100	29.43	11.12	10.34	1.118	0.685	625.0	112.4	4.61	206.6	39.9	2.65	
	89	26.19	10.88	10.27	0.998	0.615	542.4	99.7	4.55	180.6	35.2	2.63	
	77	22.67	10.62	10.19	0.868	0.535	457.2	86.1	4.49	153.4	30.1	2.60	
	72	21.18	10.50	10.17	0.808	0.510	420.7	80.1	4.46	141.8	27.9	2.59	
	66	19.41	10.38	10.11	0.748	0.457	382.5	73.7	4.44	129.2	25.5	2.58	69	59	
	60	17.66	10.25	10.07	0.683	0.415	343.7	67.1	4.41	116.5	23.1	2.57	62	53	
10 X 10	54	15.88	10.12	10.02	0.618	0.368	305.7	60.4	4.39	103.9	20.7	2.56	54	46	
	49	14.40	10.00	10.00	0.558	0.340	272.9	54.6	4.35	93.0	18.6	2.54	49	42	

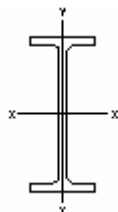
Nota: 1pulgada = 2.54 cm; 1 pie = 0.305 mm; 1 lb = 4.45 N.

* Los valores de V y R son para vigas de acero A36

† Algunas secciones que se listan ya no se laminan, pero pueden encontrarse en construcciones existentes. No se incluyen otras que se laminan en la actualidad. Consultese los catálogos de los productores para las secciones Actualmente disponibles.

Fuente. Avallone A. Eugene, **Manual del Ingeniero Mecánico, Pág. 12-41.**

Continuación.



Tamaño nominal, plg.	† Peso por pie, lb.	Area de la sección, pulg ² .	Altura de la sección, pulg.	Patín		Espesor del alma, plg.	Eje neutro perpendicular al alma en el centro			Eje neutro paralelo al alma en el centro			V, 1000 lb *	R, 100 lb *	Hileras conex. Std
				Anchura plg.	Espesor, plg.		I, plg ⁴	S, pulg ³	r, pulg	I, plg ⁴	S, pulg ³	r, pulg			
10 X 8	45	13.24	10.12	8.02	0.618	0.350	248.6	49.1	4.33	53.2	13.3	2.00	51	44	2
	39	11.48	9.94	7.99	0.528	0.318	209.7	42.2	4.27	44.9	11.2	1.98	46	39	
	33	9.71	9.75	7.96	0.433	0.292	170.900	170.9	4.2	36.5	9.2	1.94	41	35	
10 X 5 ½	29	8.53	10.22	5.79	0.500	0.289	157	157.3	4.29	15.2	5.2	1.34	43	34	2
	25	7.35	10.08	5.76	0.43	0.252	133.2	133.2	4.26	12.7	4.4	1.31	37	29	
	21	6.19	9.9	5.75	0.340	0.240	106.3	106.3	4.14	9.7	3.4	1.25	34	27	
8 X 8	67	19.70	9.00	8.28	0.933	0.575	271.8	271.8	3.71	88.6	21.4	2.12	2
	58	17.06	8.75	8.22	0.808	0.510	227	227.3	3.65	74.9	18.2	2.10	
	48	14.11	8.5	8.11	0.683	0.405	183.7	183.7	3.61	60.9	15	2.08	
	40	11.76	8.25	8.07	0.558	0.365	146.3	146.3	3.53	49.0	12.1	2.04	
	35	10.30	8.12	8.02	0.493	0.315	126.5	126.5	3.50	42.5	10.6	2.03	37	37	
31	9.12	8.00	8.00	0.433	0.228	109.7	109.7	3.47	37.0	9.2	2.01	33	...		
8 X 6 ½	28	8.23	8.06	6.54	0.463	0.285	98	97.8	3.45	21.6	6.6	1.62	33	33	2
	24	7.06	7.93	6.5	0.398	0.245	83	82.5	3.42	18.200	5.6	1.61	28	...	
8 X 5 ¼	20	5.88	8.14	5.27	0.378	0.248	69	69.7	3.43	8.5	3.2	1.20	29	27	2
	17	5.00	8.00	5.25	0.308	0.230	56.400	56.4	3.36	6.7	2.6	1.16	28	26	


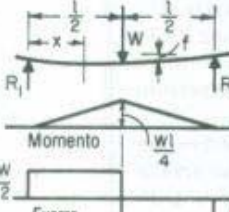
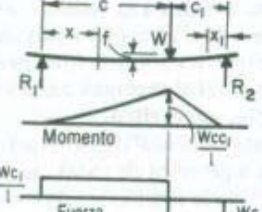



Nota: 1pulgada = 2.54 cm; 1 pie = 0.305 mm; 1 lb = 4.45 N.

* Los valores de V y R son para vigas de acero A36

† Algunas secciones que se listan ya no se laminan, pero pueden encontrarse en construcciones existentes. No se incluyen otras que se laminan en la actualidad. Consultese los catálogos de los productores para las secciones actualmente disponibles.

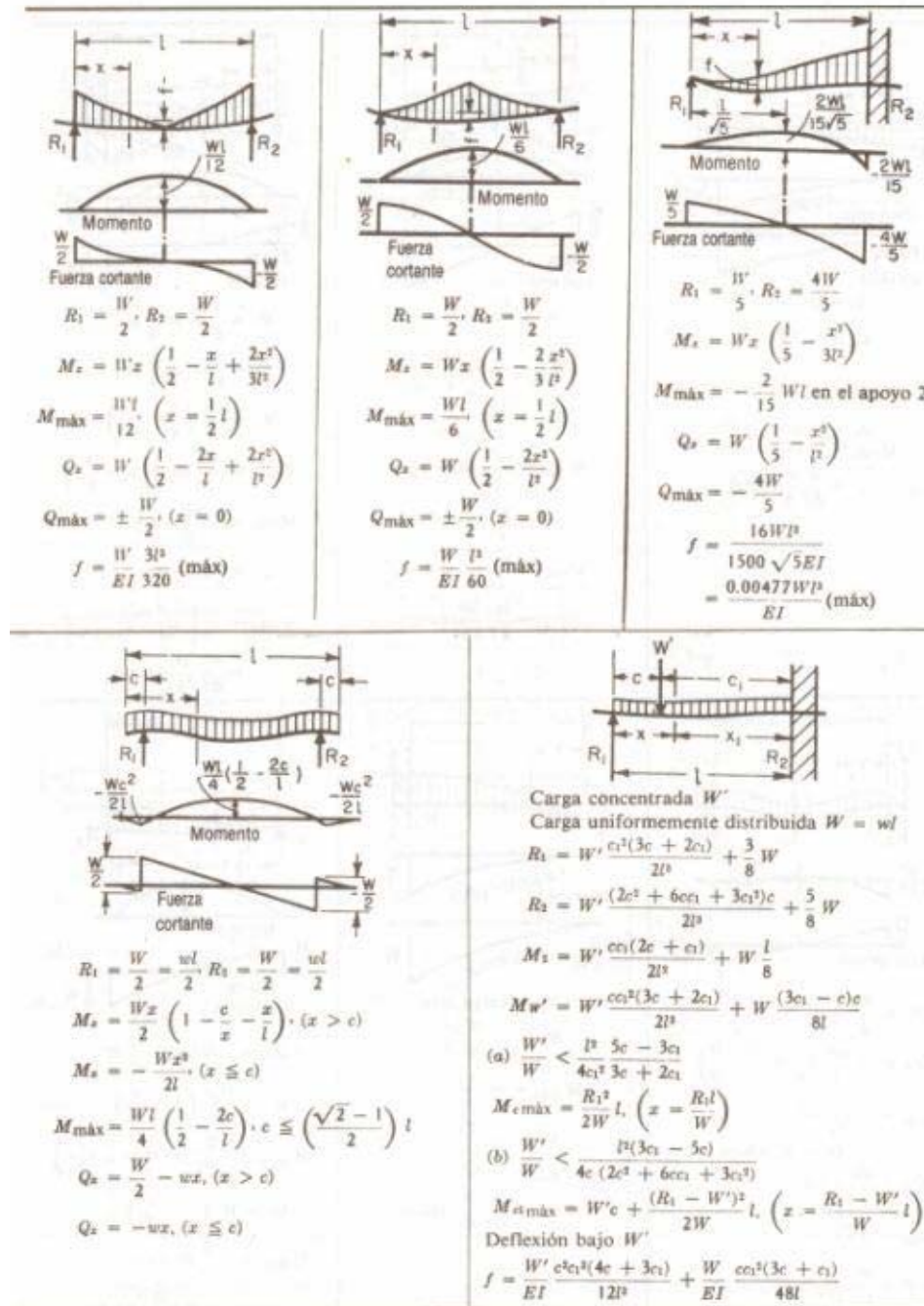
Fuente. Avallone A. Eugene, **Manual del Ingeniero Mecánico, Pág. 12-41.**

Tabla IX. Vigas de sección transversal uniforme, cargadas transversalmente.

 <p> $R_1 = W$ $M_x = -Wx$ $M_{\text{máx}} = -Wl, (x = l)$ $Q_x = -W$ $f = \frac{Wl^3}{3EI} (\text{máx})$ </p>	 <p> $R_1 = \frac{W}{2}, R_2 = \frac{W}{2}$ $M_x = \frac{Wx}{2}$ $M_{\text{máx}} = \frac{Wl}{4}, (x = \frac{l}{2})$ $Q_x = \pm \frac{W}{2}$ $f = \frac{Wl^3}{48EI} (\text{máx})$ </p>	 <p> $R_1 = \frac{Wc_1}{l}, R_2 = \frac{Wc_2}{l}$ $M_x = \frac{Wc_1x}{l}, M_{x'} = \frac{Wc_2x_1}{l}$ $M_{\text{máx}} = \frac{Wc_1c_2}{l}, (x_1 = c_1 \text{ or } x = c)$ $Q_x = \frac{Wc_1}{l}, Q_{x1} = \frac{Wc_2}{l}$ $f = \frac{Wc_1}{3EI} \left[\frac{c(l+c_1)}{3} \right]^{3/2} (\text{máx})$ La f ocurre en $x = \sqrt{c(l+c_1)}/3$ </p>
 <p> $R_1 = \frac{5}{16}W, R_2 = \frac{11}{16}W$ $M_x = \frac{5}{16}Wx$ $M_{x1} = Wl \left(\frac{5}{32} - \frac{11x_1}{16l} \right)$ $M_{\text{máx}} = -\frac{3}{16}Wl, (x_1 = \frac{l}{2})$ $Q_x = +\frac{5}{16}W, Q_{x1} = -\frac{11}{16}W$ $Q_{\text{máx}} = -\frac{11}{16}W, (x = \frac{l}{2} \text{ hasta } x = l)$ $f = \frac{Wl^3}{768EI}$ </p>	 <p> $R_1 = \frac{W}{2}, R_2 = \frac{W}{2}$ $M_x = \frac{Wl}{2} \left(\frac{x}{l} - \frac{1}{4} \right)$ $M_{x1} = -\frac{Wl}{2} \left(\frac{x}{l} - \frac{3}{4} \right)$ $M_{\text{máx}} = \frac{Wl}{8}, (x = \frac{l}{2})$ $Q_x = \frac{W}{2}, Q_{x1} = -\frac{W}{2}$ $f = \frac{Wl^3}{192EI} (\text{máx})$ </p>	 <p> $R_1 = W, R_2 = W$ $M_x = -Wc = \text{constante}$ $Q_w \text{ hasta } x_1 = -W$ $Q_{x1} \text{ hasta } x_2 = 0$ $Q_{x2} \text{ hasta } x = +W$ $f_1 = \frac{Wc^2}{8EI} (\text{máx})$ $f_2 = \frac{Wc^2}{EI} \left(c + \frac{3l}{2} \right) (\text{máx})$ </p>

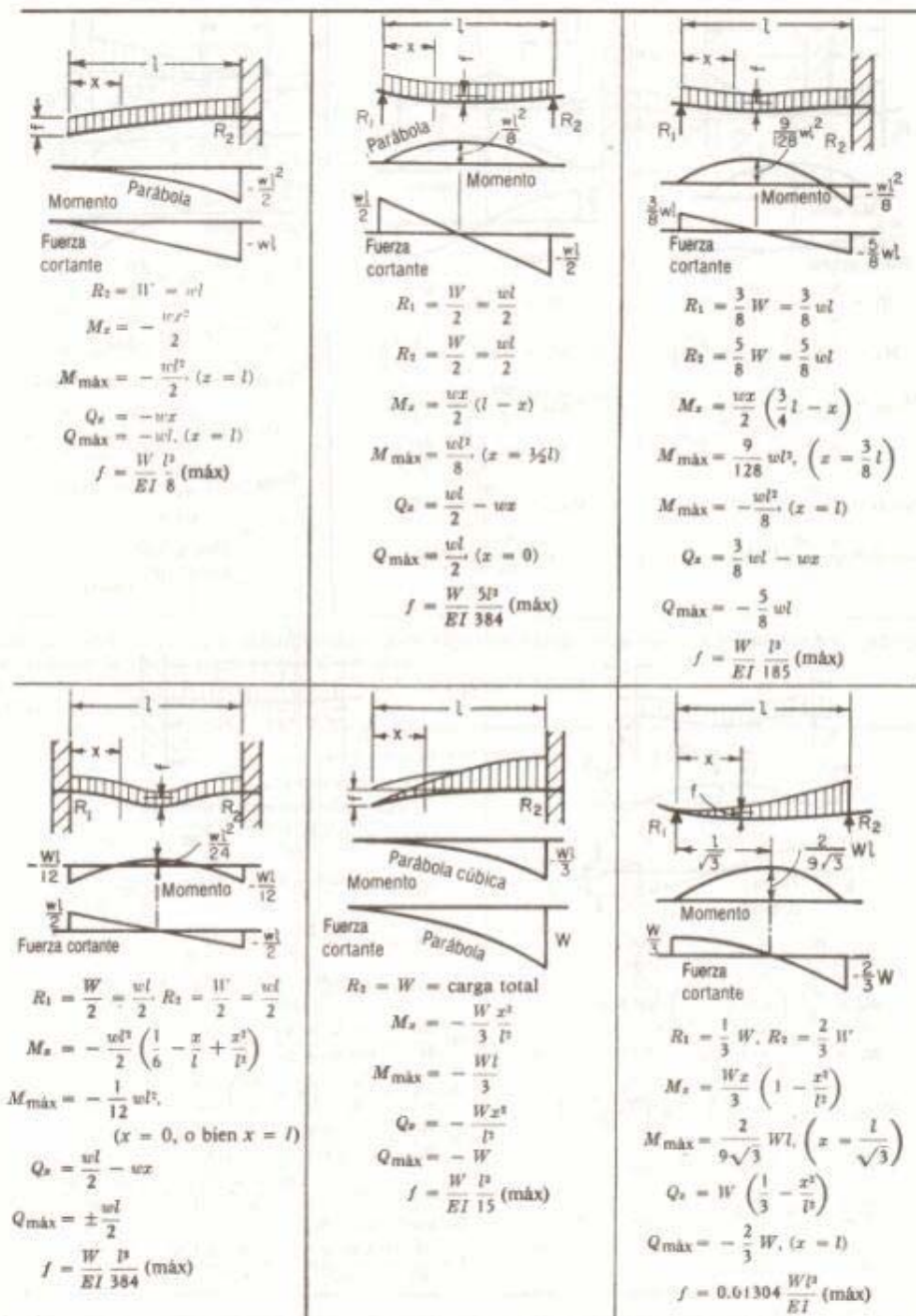
Fuente. Avallone A. Eugene, Manual del Ingeniero Mecánico, Pág. 6-26.

Continuación.



Fuente. Avallone A. Eugene, **Manual del Ingeniero Mecánico**, Pág. 6-27.

Continuación.



Fuente. Avallone A. Eugene, **Manual del Ingeniero Mecánico**, Pág. 6-28.