

881217

1

2oj.

UNIVERSIDAD ANAHUAC

ESCUELA DE INGENIERIA

CON ESTUDIOS INCORPORADOS A LA
UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO



ELEVADOR DE CONTENEDORES DE USO AEREO

TESIS

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

PRESENTA:
LORENZO ARRILLAGA TOTORICA

MEXICO, D. F.

1998

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

259472



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

**ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA**

CONTENIDO.

CAPITULO I. INTRODUCCION	1
1.1. Introducción	2
1.2. Objetivos	3
1.3. Alcances	4
CAPITULO II. DESCRIPCION GENERAL	6
2.1. Introducción	7
2.2. Componentes	9
2.2.1. Plataforma	9
2.2.2. Puente	9
2.2.3. Chasis	10
CAPITULO III. ANALISIS ESTRUCTURAL	11
3.1. Introducción	12
3.2. Diseño de la estructura	12
3.2.1. Propiedades mecánicas de los materiales	13
3.2.2. Esfuerzos de trabajo	15
3.2.3. Diseño de vigas	19
3.2.4. Diseño de columnas	23
3.3. Análisis de la plataforma	25
3.4. Análisis del puente	27
3.4.1. Cabina	28
3.5. Análisis de las tijeras de elevación	30
3.5.1. Vigas columna	30
3.5.2. Pasadores de las tijeras de elevación	31
3.5.3. Tensores de las tijeras de elevación	32
3.6. Análisis del chasis	32
CAPITULO IV. SELECCION DE EQUIPOS AUXILIARES	35
4.1. Introducción	36
4.2. Cadenas de transmisión	36
4.3. Ejes de transmisión	47
4.4. Rodillos de carga	49
4.5. Pasadores	50
4.6. Rodamientos	51
4.7. Sistema de seguridad	52
4.8. Soldadura	53

CAPITULO V. DISEÑO DEL SISTEMA HIDRAULICO	54
5.1. Introducción	55
5.2. Principales componentes	56
5.2.1. Bomba de engranes	56
5.2.2. Válvula de control de presión	57
5.2.3. Válvula de control de caudal	59
5.2.4. Válvula de control direccional	60
5.2.5. Válvula de control direccional operada directamente	61
5.2.6. Motor hidráulico	62
5.2.7. Tanque de almacenamiento	63
5.2.8. Cilindros	64
CAPITULO VI. ANALISIS NUMERICO Y MEMORIA DE CALCULO	66
6.1. Programa de cálculo	67
6.2. Resultados del programa	78
CAPITULO VII. CONCLUSIONES	88
ANEXO I. INDICE DE FIGURAS	92
ANEXO I. INDICE DE TABLAS	94
ANEXO III. INDICE DE ECUACIONES	96
BIBLIOGRAFIA	99

CAPITULO I. INTRODUCCION.

1.1. Introducción.

1.2. Objetivos.

1.3. Alcances.

1.1. INTRODUCCION.

Debido al auge actual del transporte aéreo mundial y a la competencia existente entre las diferentes compañías aéreas internacionales, estas han buscado la manera de ofrecer un mejor nivel de servicio a sus clientes. Estas mejoras se traducen en comodidad para el viajero, lo cual incluye menores tiempos perdidos antes y después del vuelo, mejores servicios a bordo, facilidades para viajar, etc.

Como consecuencia de estas mejoras y en lo referente a los servicios anteriores y posteriores al vuelo, se busca la manera de reducir los tiempos de espera de los pasajeros, con este fin se han diseñado diferentes equipos para agilizar el manejo del equipaje y la carga en general. Estos sistemas deben estar diseñados de acuerdo con los requerimientos de la terminal y los pasajeros. Ya que los procedimientos varían dependiendo del servicio, ya sea internacional o nacional, utilizado por una o varias líneas aéreas, no existe una solución única al problema del manejo del equipaje y la carga.

Entre los equipos más ampliamente utilizados, se encuentran las bandas transportadoras, los tractores con plataformas móviles y los elevadores de contenedores. Las bandas transportadoras unen la terminal aérea con la zona de rampa y llevan la carga o el equipaje suelto donde los servicios de rampa cargan o descargan los contenedores, los tractores con plataformas móviles transportan

los contenedores en toda la zona de rampa, y finalmente los elevadores unen la zona de rampa con el interior de la aeronave.

Este sistema de manejo de carga aunque resulta bastante adecuado, tiene el inconveniente de que las unidades para elevar los contenedores son importados, por lo cual, el precio tanto por unidad completa como de partes para su mantenimiento y eventual reparación resulta muy elevado.

Para solucionar este problema, se ha buscado la forma de construir un equipo para la elevación de contenedores que tenga máxima integración de componentes nacionales y que sea competitivo tanto técnica como económicamente con los equipos de fabricación extranjera.

1.2. OBJETIVOS.

El objetivo de esta tesis es ofrecer los lineamientos generales para el diseño de un equipo que permita elevar y mover los contenedores de uso aéreo desde el nivel de las plataformas portadoras hasta las diferentes alturas de los compartimientos de carga de las aeronaves.

El equipo debe ser capaz de elevar y mover cargas de hasta 6,800 kg. (aplicadas sobre las superficies de los contenedores adecuados), en un rango de alturas que oscilan entre los 50 y los 360 cm., contando para este fin con una

estructura metálica, una serie de equipos auxiliares y un sistema hidráulico como elementos principales.

Es necesario enfatizar, en este trabajo se presenta el diseño conceptual inicial de un elevador de contenedores, el cual está basado en un elevador de fabricación extranjera, con el objetivo de lograr una posterior fabricación nacional.

1.3. ALCANCES.

Esta tesis incluye el análisis de las cargas aplicadas al equipo, las bases de resistencia de materiales sobre las cuales se determinarán las secciones estructurales necesarias para el correcto funcionamiento del equipo.

Se analizarán también principios de diseños de máquinas para determinar los fundamentos de selección de equipos auxiliares como son: cadenas, ejes de transmisión, rodamientos, rodillos de carga, soldaduras y sistemas de seguridad.

Se incluye un capítulo sobre equipos hidráulicos, en el cual se dan los fundamentos de operación de los principales componentes necesarios en la aplicación del elevador de contenedores.

Finalmente se incluye una memoria de cálculo en la que se obtienen los resultados para una aplicación concreta de todos los factores indicados anteriormente.

En este trabajo de tesis, se ofrecen las bases técnicas generales para poder realizar un análisis preliminar de la implementación de la fabricación nacional de estos equipos en México. El proyecto final de una manufactura a nivel industrial, requiere del estudio de parámetros adicionales a considerar como son: costos, financiamiento, maquinaria, etc., los cuales deben ser determinados con la participación de otras áreas adicionales a la Ingeniería Mecánica, y de acuerdo a condiciones concretas de un proyecto de inversión, factores que deben ser tratados en una tesis individual con ese enfoque financiero en particular. En esta tesis el enfoque es específicamente técnico y en el área del diseño de máquinas.

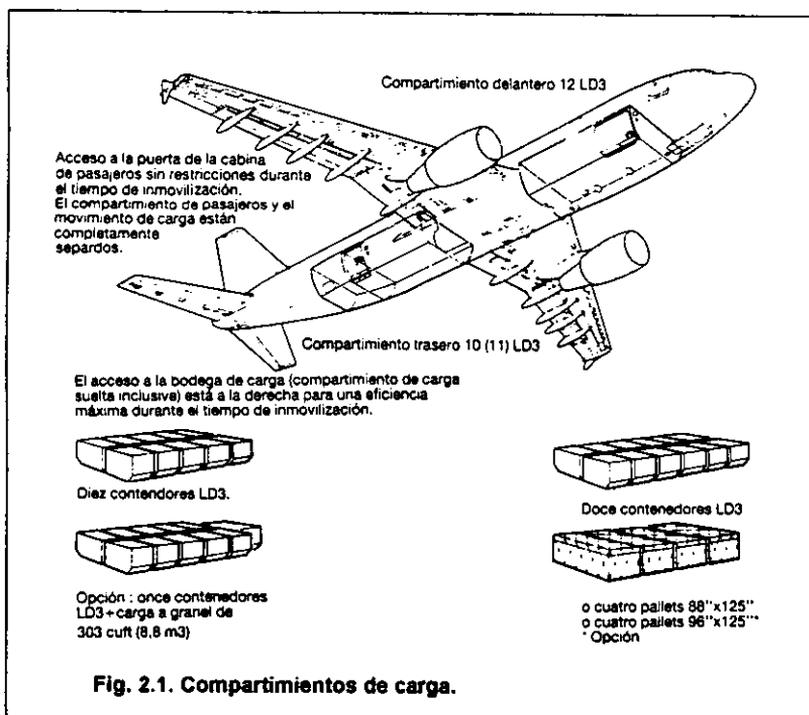
CAPITULO II. DESCRIPCION GENERAL.

2.1. Introducción.

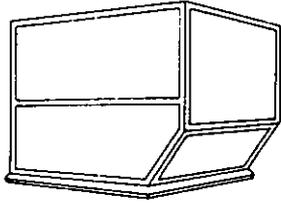
2.2. Componentes.

2.1. INTRODUCCION.

Este tipo de elevador de contenedores puede prestar servicio de carga en un rango de alturas que oscilan entre 50 cm. y 360 cm., es decir, al compartimiento inferior de carga de aeronaves tipo: B-747, B-757, B-767, DC-10, L-1011 y A-300, (Fig. 2.1), y al compartimiento principal de carga de las aeronaves tipo: MD-82, MD-88, DC-9, B-707, B-727 y B-737.

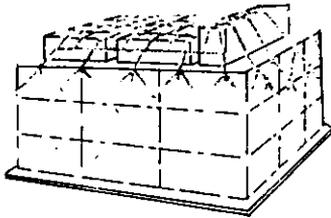


Entre las cargas que puede manejar destacan: dos contenedores tipo LD3, un contenedor tipo P1P y un contenedor tipo P6P, (Fig. 2.2), es decir, puede cubrir requerimientos de carga de hasta 6,800 kg. (15,000 lb.) distribuidas en una superficie mínima de 318 x 244 cm. (125 x 96 plg.).



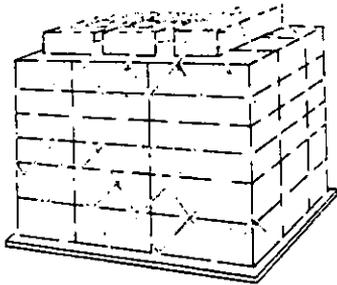
CONTENEDOR (LD3)

CONTENEDOR (LD3)		
Largo	200 cm.	(79 plg.)
	158 cm.	(62 plg.)
Ancho	153 cm.	(60 plg.)
	163 cm.	(64 plg.)
Alto	163 cm.	(64 plg.)
Capacidad	4.47 m ³ .	(158 pies ³)
Carga máxima	1,440 kg.	(3,175 lb.)



CONTENEDOR (P1P)

CONTENEDOR (P1P)		
Largo	318 cm.	(125 plg.)
Ancho	219 cm.	(86 plg.)
Alto	163 cm.	(64 plg.)
Capacidad	10.3 m ³ .	364 pies ³ .
Carga máxima	4,586 kg.	(10,110 lb.)



CONTENEDOR (P6P)

CONTENEDOR (P6P)		
Largo	318 cm.	(125 plg.)
Ancho	244 cm.	(96 plg.)
Alto	300 cm.	(118 plg.)
Capacidad	21.3 m ³ .	(760 pies ³)
Carga máxima	6,800 kg.	(15,000 lb.)

Fig. 2.2. Tipos de contenedores.

2.2. COMPONENTES.

Existen tres componentes estructurales principales, que son la plataforma, el puente y el chasis, estos elementos se diseñan con base en los requerimientos de carga y a los requerimientos de las aeronaves, por tanto, el dimensionamiento estructural y sus consiguientes limitantes gobernarán la selección y diseño de los demás equipos.

2.2.1. PLATAFORMA.

La plataforma es el elemento que une las plataformas portadoras con el puente, un sistema de elevación de tijera y dos cilindros hidráulicos elevan y descenden la plataforma hasta la altura requerida. Un sistema de transportación por medio de rodillos y cadenas accionadas hidráulicamente permiten el manejo de la carga, en tanto que un equipo de seguridad compuesto por dos topes longitudinales y dos transversales impiden que la carga se mueva en una dirección no deseada.

2.2.2. PUENTE.

El puente es el elemento que une la plataforma con el compartimiento de carga de la aeronave, cuenta también con un sistema de elevación de tijera y dos cilindros hidráulicos para elevar o descender el puente. Incluye además un sistema de transportación por medio de cadenas y rodillos similar al de la plataforma. Como equipo de seguridad tiene dos topes laterales y un tope posterior.

Cuenta también con una cabina para el operador ubicada en el lado izquierdo del puente (visto el elevador desde la parte frontal), que permite un manejo seguro del vehículo para los operadores.

2.2.3. CHASIS.

El chasis es el elemento sobre el cual se apoyan la plataforma y el puente, además de soportar la carga del motor y el sistema hidráulico. Como equipo de seguridad tiene dos estabilizadores hidráulicos para evitar que el vehículo se mueva durante el proceso de carga y descarga.

CAPITULO III. ANALISIS ESTRUCTURAL.

- 3.1. Introducción.**
- 3.2. Diseño de la estructura.**
- 3.3. Análisis de la plataforma.**
- 3.4. Análisis del puente.**
- 3.5. Análisis de las tijeras de elevación.**
- 3.6. Análisis del chasis.**

3.1. INTRODUCCION.

En el diseño del elevador de contenedores, el análisis estructural es la parte que mayor atención requiere, ya que la estructura debe resistir dentro de un rango limitado, todas las posibles condiciones de carga a la que pueda estar sujeto, ofreciendo una operación segura para la carga y el personal aún cuando los demás equipos fallen, por lo tanto en este capítulo se analizarán los componentes estructurales y sus posibles condiciones de carga.

3.2. DISEÑO DE LA ESTRUCTURA.

El diseño estructural tiene como finalidad obtener una estructura económica y segura que cumpla con los requisitos funcionales. El procedimiento que se sigue con este fin consiste básicamente en la selección del tipo de estructura con bases funcionales, económicas y de servicio; analizando la naturaleza, magnitud y distribución de las fuerzas que se transmiten a la estructura. En este caso concreto, la geometría está basada en las dimensiones de los contenedores más empleados, y la disposición de los elementos y mecanismos que incorpora en su conjunto la unidad.

En el diseño de la estructura, se estudian las relaciones entre las fuerzas externas aplicadas, las tensiones y las deformaciones resultantes, aplicando para este fin los principios de la resistencia de materiales, para determinar los esfuerzos y con ellos, los materiales adecuados en las proporciones necesarias para resistir los mismos.

3.2.1. PROPIEDADES MECANICAS DE LOS MATERIALES.

Muchas propiedades mecánicas de los materiales se determinan mediante pruebas, algunas de las cuales dan la relación entre esfuerzo y deformación como se representan en las curvas de la figura 3.1. Esta figura muestra tres curvas esfuerzo - deformación para distintos materiales: (a) curva del acero estructural con bajo contenido en carbón, (b) curva de un material frágil tipo fundición y (c) curva de un material tipo goma. Estas curvas se utilizan para determinar varias características de resistencia del material como son:

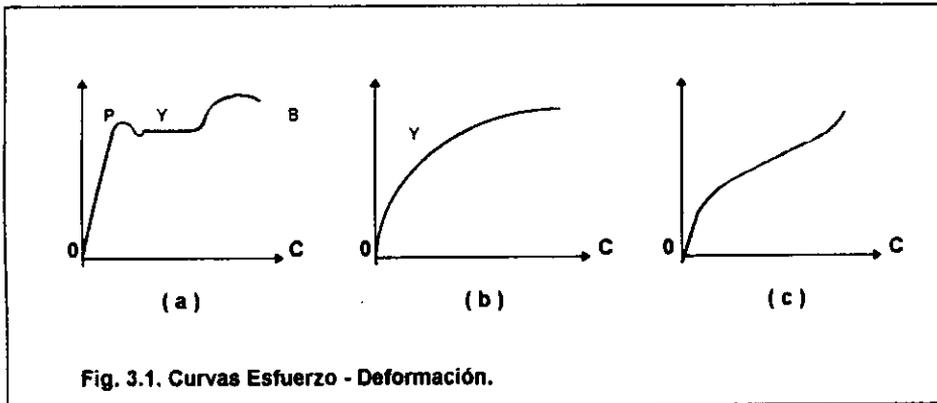


Fig. 3.1. Curvas Esfuerzo - Deformación.

Límite de proporcionalidad: Es el punto de la curva esfuerzo deformación en el cual la relación entre estos valores comienza a desviarse de la línea recta, esto es, la máxima tensión que se puede producir durante un ensayo de tracción simple de modo que la tensión sea función lineal de la deformación (punto P fig. 3.1). Para un material que tenga una curva esfuerzo - deformación como la representada en la figura 3.1(b) no existe límite de proporcionalidad.

Límite de elasticidad: Es el esfuerzo máximo a que puede someterse una probeta sin que aparezcan deformaciones permanentes, es decir, la probeta volverá a su posición inicial al cesar la carga. Para muchos materiales son casi idénticos los valores del límite elástico y del límite de proporcionalidad, por lo que a veces se consideran sinónimos. En los casos que es notoria la diferencia, el límite elástico es casi siempre mayor que el de proporcionalidad. Se dice que un material está trabajando dentro de la región elástica cuando el esfuerzo de trabajo no excede el límite elástico, y trabaja en la región plástica cuando el esfuerzo de trabajo excede dicho límite.

Punto de fluencia: Es el punto de la curva esfuerzo - deformación en el que se produce un brusco incremento de la deformación, sin que haya un aumento del esfuerzo correspondiente (punto Y fig. 3.1).

Resistencia a la fluencia: Es el máximo esfuerzo que puede aplicarse a una probeta sin que aparezcan deformaciones permanentes. Este valor coincide con el esfuerzo correspondiente al límite de elasticidad, y puesto que algunos materiales no tienen región elástica, la resistencia a la fluencia se determina frecuentemente por el método del desplazamiento. La resistencia a la fluencia en este caso es el valor de la resistencia de la curva esfuerzo - deformación que corresponde a una cantidad definida de deformación permanente, normalmente de 0.1 a 0.2% de la dimensión original.

Resistencia a la ruptura: Es el valor del esfuerzo máximo que se obtiene en la curva esfuerzo - deformación (punto B fig. 3.1).

Módulo de elasticidad: También llamado módulo de Young, es la relación entre el esfuerzo unitario y la deformación unitaria dentro del límite de proporcionalidad de un material sometido a tracción o compresión.

3.2.2. ESFUERZOS DE TRABAJO.

Se puede definir el esfuerzo como fuerza por unidad de superficie (Pa), dependiendo si tiende a alargar, comprimir o cortar el material, el esfuerzo será de tracción, compresión o cortante respectivamente. Los esfuerzos de tracción y compresión trabajan siempre formando ángulo recto con respecto al área considerada (normales a ella); los esfuerzos cortantes están siempre en el mismo plano (formando ángulo recto con respecto a los esfuerzos de tensión o compresión).

Para cargas de tensión y compresión simple, se considera un elemento estructural, de sección constante, sometida en sus extremos a dos fuerzas colineales dirigidas en sentidos opuestos y que actúan en el centro de gravedad de la sección. Si estas fuerzas están dirigidas en sentido de alejarse de la sección analizada, se dice que está sometida a tracción, mientras que si actúan hacia el elemento, se dice que está sometida a compresión. Las ecuaciones para calcular la tracción y la compresión son las siguientes:

$$\sigma = F / A \quad \text{Ec. 3.1.}$$

$$\sigma = - F / A \quad \text{Ec. 3.2.}$$

Donde: σ = Esfuerzo de tracción o compresión (Pa)

F = Fuerza exterior (N).

A = Area de la sección transversal (m²).

Con relación a las fuerzas de flexión, se considera un elemento estructural, de sección constante, sometida a la acción de una o varias fuerzas aplicadas perpendicularmente sobre su eje longitudinal.

$$\sigma = M / Z \quad \text{Ec. 3.3.}$$

Donde: σ = Esfuerzo de flexión (Pa).

M = Momento flector (N-m).

Z = Momento resistente (m³).

Se considera que un elemento estructural, de sección constante, está sometida a esfuerzos cortantes cuando la acción de una fuerza es aplicada a lo largo de un plano transversal a dicha sección.

$$\tau = F / A \quad \text{Ec. 3.4.}$$

Donde: τ = Esfuerzo cortante (Pa).

F = Fuerza externa (N).

A = Area de la sección (m²).

Finalmente un elemento estructural, está sometido a un esfuerzo de torsión cuando se considera que un extremo está fijo y el otro es sometido a un par aplicado en un plano perpendicular al eje.

$$t = T / Z_p \quad \text{Ec. 3.5.}$$

Donde: t = Esfuerzo cortante a torsión (Pa).

T = Momento Flector (N-m).

Z_p = Momento polar resistente (m^3).

Una vez determinados los valores de los esfuerzos anteriormente citados, es necesario considerar un factor por concentración de esfuerzos, así como un factor de seguridad.

Existe siempre el riesgo de que el esfuerzo de trabajo al que está sometido un elemento estructural exceda de la resistencia de este material, por lo que la finalidad de un factor de seguridad es reducir este riesgo al mínimo.

Los factores de seguridad pueden incorporarse a los cálculos de diseño de varias formas, en este proyecto se utilizará la siguiente ecuación por considerarla aplicable a todo el diseño:

$$S_w = S_m / FS \quad \text{Ec. 3.6.}$$

Donde: S_w = Esfuerzo de trabajo permisible (Pa).

S_m = Resistencia del material (Pa).

FS = Factor de seguridad.

Como el factor de seguridad es superior a la unidad, el esfuerzo de trabajo admisible será inferior a la resistencia del material, esta última será la resistencia a la fluencia para materiales dúctiles y la resistencia a la rotura para materiales frágiles.

A continuación se indican los valores generalmente recomendados de factores de seguridad:

- 1.3 - 1.5 Para uso de materiales de alta fiabilidad en donde las condiciones de carga y de ambiente no son severas y en los que el peso es un importante factor a considerar.
- 1.5 - 2.0 Para aplicaciones que utilizan materiales fiables cuando la carga y las situaciones ambientales no son severas.
- 2.0 - 2.5 Para utilizar con materiales ordinarios cuando las condiciones de carga y ambientales no son severas.
- 2.5- 3.0 Para materiales menos selectos y frágiles cuando las condiciones de carga y ambientales no son severas.
- 3.0 - 4.0 Para aplicaciones en que las propiedades del material no son fiables y cuando las condiciones de carga y ambientales no son severas, o bien con materiales fiables pero utilizados bajo condiciones de carga y ambientales difíciles.

3.2.3. DISEÑO DE VIGAS.

De los diferentes esfuerzos a los que están sujetas las vigas, los esfuerzos por flexión son los que, en este caso en particular, gobiernan el diseño, por lo que se dedicará una mayor atención a este tema. Para establecer en la teoría la relación entre el momento flexionante aplicado, las propiedades de la sección transversal de un elemento y los esfuerzos y deformaciones, partimos de las hipótesis siguientes: primero, las deformaciones están relacionadas con los esfuerzos correspondientes por medio de relaciones apropiadas entre esfuerzo y deformación; y segundo, que se cumplan los requisitos de equilibrio de las fuerzas internas y externas.

El diseño de miembros prismáticos lo controlan los esfuerzos máximos que se desarrollan en las secciones críticas. Esta sección crítica se presenta donde se tiene el momento flector máximo, y otra donde la fuerza cortante es máxima. Para determinar la localización de estas secciones críticas son muy útiles los diagramas de fuerza cortante y momento flexionante (Fig. 3.2).

El esfuerzo máximo por flexión está dado por la ecuación:

$$\text{Esfuerzo por flexión máximo} = \frac{\text{Momento flexionante}}{\text{Módulo de Sección}} \quad \text{Ec. 3.7.}$$

Esta ecuación se utiliza ampliamente en la práctica debido a su sencillez, ya que existen manuales donde están tabulados los módulos de sección de muchas secciones de elementos fabricados. Esta ecuación es particularmente

conveniente para el cálculo de vigas, ya que una vez que se ha determinado el momento flexionante máximo de una viga y se ha tomado un esfuerzo permisible, puede despejarse el módulo de sección requerido.

En la tabla 3.2 se presentan las ecuaciones para el cálculo de las tensiones producidas por la flexión en las vigas y las condiciones normales de carga, determinando en cada una el momento flector máximo. Cabe señalar que los valores del esfuerzo máximo se encuentran en las superficies más alejadas del plano neutro. Una de esas superficies está sometida a esfuerzos de tracción y la otra a esfuerzos de compresión, razón por la que se utiliza el signo (+/-) en dichas ecuaciones.

Los esfuerzos cortantes producidos por la flexión tienen valores máximos en los planos neutro y cero en las superficies más alejadas del plano neutro.

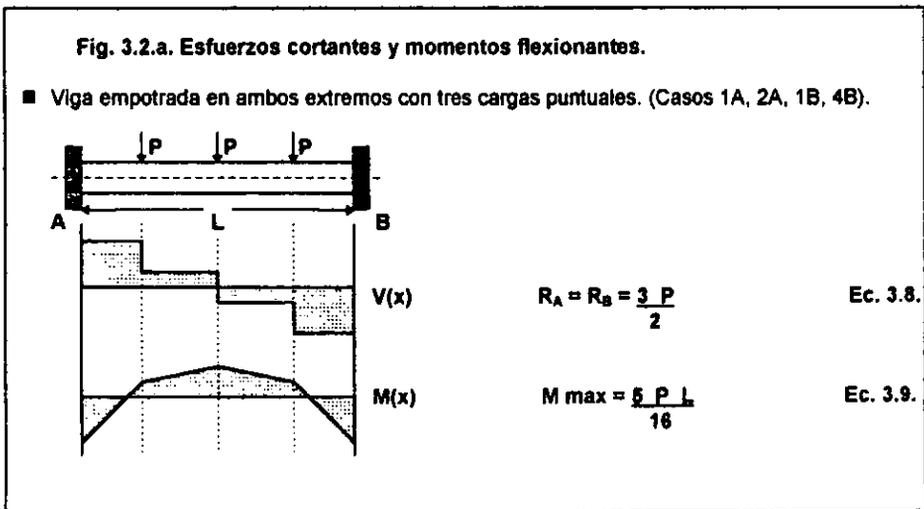
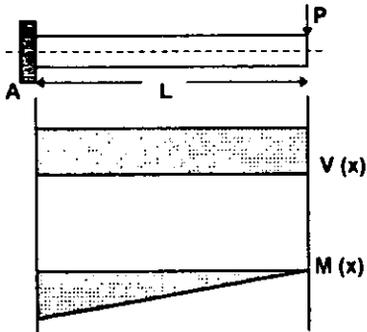


Fig. 3.2.b. Esfuerzos cortantes y momentos flexionantes (Continuación).

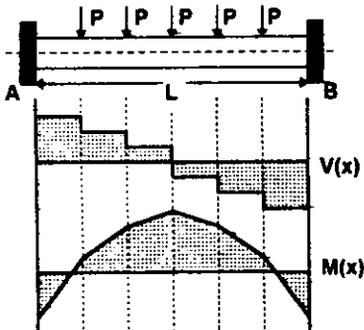
- Viga empotrada en un extremo con carga en el otro. (Casos 3A, 5A, 4C, 5C, 8C, 1D).



$$R_A = P \quad \text{Ec. 3.10.}$$

$$M_{\max} = P L \quad \text{Ec. 3.11.}$$

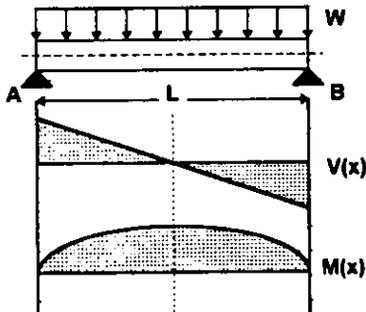
- Viga empotrada en ambos extremos con cinco cargas puntuales. (Casos 4A, 2B, 3B).



$$R_A = R_B = \frac{5 P}{2} \quad \text{Ec. 3.12.}$$

$$M_{\max} = \frac{35 P L}{72} \quad \text{Ec. 3.13.}$$

- Viga simplemente apoyada con carga uniformemente distribuida. (Caso 5B).

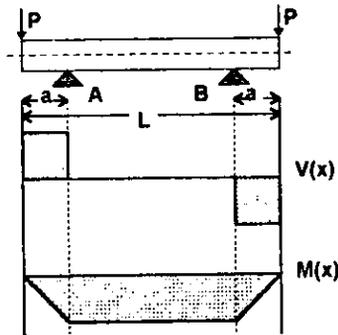


$$R_A = R_B = \frac{W}{2} \quad \text{Ec. 3.14.}$$

$$M_{\max} = \frac{W L^2}{8} \quad \text{Ec. 3.15.}$$

Fig. 3.2.c. Esfuerzos cortantes y momentos flexionantes. (Continuación).

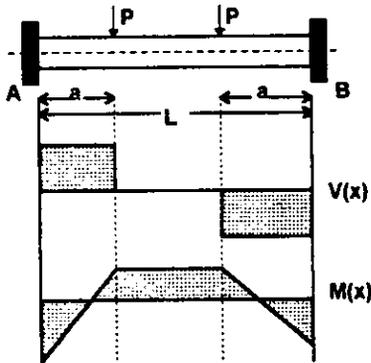
- Viga simplemente apoyada con dos cargas puntuales en sus extremos. (Caso 3C).



$$R_A = R_B = P \quad \text{Ec. 3.16.}$$

$$M_{\max} = P a \quad \text{Ec. 3.17.}$$

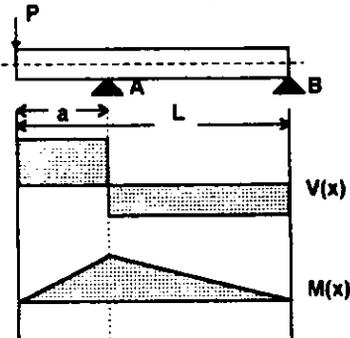
- Viga empotrada en ambos extremos con dos cargas puntuales. (Casos 1C, 2C).



$$R_A = R_B = P \quad \text{Ec. 3.18.}$$

$$M_{\max} = \frac{P(L+a)}{L} \quad \text{Ec. 3.19.}$$

- Viga simplemente apoyada con una carga puntual en el extremo. (Caso 6C).



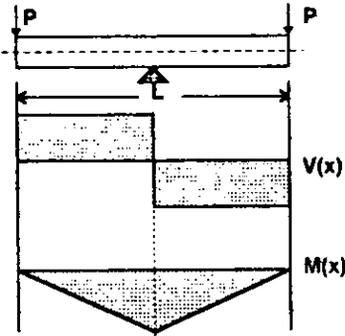
$$R_A = \frac{P a}{L} \quad \text{Ec. 3.20.}$$

$$R_B = \frac{P(L+a)}{L} \quad \text{Ec. 3.21.}$$

$$M_{\max} = P a \quad \text{Ec. 3.22.}$$

Fig. 3.2.d. Esfuerzos cortantes y momentos flexionantes (Continuación).

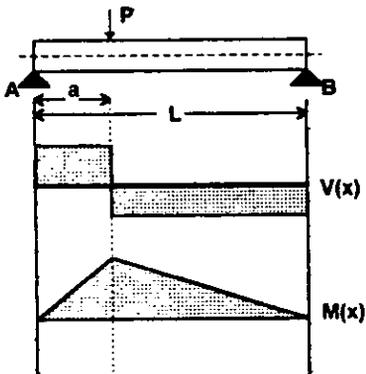
- **Viga simplemente apoyada con dos cargas puntuales en los extremos. (Caso 7C).**



$$R_A = 2 P \quad \text{Ec. 3.23.}$$

$$M_{\max} = \frac{P L}{2} \quad \text{Ec. 3.24.}$$

- **Viga simplemente apoyada en sus extremos con una carga puntual. (Caso 9C).**



$$R_A = \frac{P b}{L} \quad \text{Ec. 3.25.}$$

$$R_B = \frac{P a}{L} \quad \text{Ec. 3.26.}$$

$$M_{\max} = \frac{P a b}{L} \quad \text{Ec. 3.27.}$$

3.2.4. DISEÑO DE COLUMNAS.

En el análisis estructural, se estableció que la selección de los elementos se hace con base en tres características: resistencia, rigidez y estabilidad. En lo referente a las columnas se tratará la posible inestabilidad de estos elementos, esto es, considerando las columnas que soportan la plataforma y el puente

sometidas a una fuerza axial de compresión, podría llegar a ser lateralmente inestable presentándose en ella pandeo lateral y podría fallar o sufrir colapso, es decir, la consideración de la sola resistencia del material no es suficiente para predecir el comportamiento de tal elemento, esto es, los elementos estructurales sujetos a compresión pueden ser tan largos, en proporción a las dimensiones laterales, que una falla puede deberse a:

- 1) Compresión y flexión simultáneas.
- 2) Flexión o curvatura (pandeo) de tal grado que el esfuerzo de compresión sea despreciable.

En tales casos, la relación de esbeltez es importante. Esta relación es igual a la longitud L de la columna en centímetros, dividida por el radio mínimo de giro r de la sección recta.

La carga crítica para columnas de longitud moderada y sección transversal constante se da en la ecuación de J. B. Johnson:

$$F_{cr} = S_y A \left(1 - \frac{S_y (L/r)^2}{4 C \pi^2 E} \right) \quad \text{Ec. 3.28.}$$

Donde: F_{cr} = Carga crítica que produce pandeo (Pa).

S_y = Límite de fluencia (Pa).

A = Área de la sección transversal (m^2).

L = Longitud de la columna (m).

r = Radio mínimo de giro (m).

C = Constante que depende de las condiciones de los extremos:

$C = 4$ para ambos extremos empotrados;

$C = 2$ para un extremo empotrado y otro libre pero guiado;

$C = 1$ para extremos sobre rodillos libres pero guiados;

$C = 0.25$ para un extremo empotrado y otro libre.

E = Módulo de elasticidad (Pa).

La carga segura se obtiene dividiendo la carga crítica por un factor de seguridad F.S., ecuación 3.29:

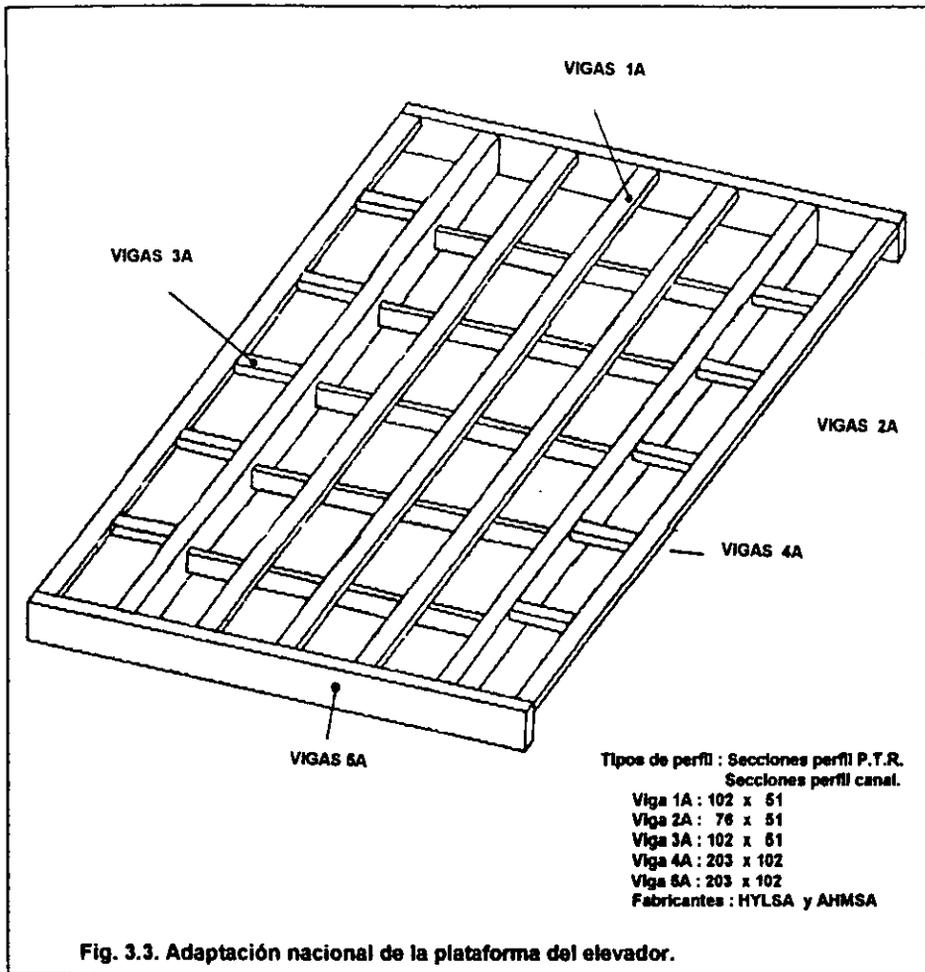
$$F = \frac{S_y \cdot A}{F.S.} \left(\frac{1 - \frac{S_y (L/r)^2}{4 C T^2 E}}{\dots} \right) \quad \text{Ec. 3.29.}$$

Como la acción de la columna se combina con un efecto de flexión, se calcula el esfuerzo equivalente de la columna con la ecuación 3.30:

$$S_{eq} = \frac{E}{A} \left(\frac{1}{1 - \frac{S_y (L/r)^2}{4 C T^2 E}} \right) \quad \text{Ec. 3.30.}$$

3.3. ANALISIS DE LA PLATAFORMA.

La plataforma es el elemento estructural que permite el transporte de los contenedores desde las plataformas portadoras hasta la altura a la que se encuentre el puente para cargar o descargar la aeronave. Esta compuesta por las siguientes vigas (Fig. 3.3):



- Vigas 1A: Son cinco vigas longitudinales sobre las cuales se apoyan los rodillos de carga y las cadenas transportadoras.
- Vigas 2A: Son cinco vigas transversales sobre las cuales se apoyan las vigas 1A.

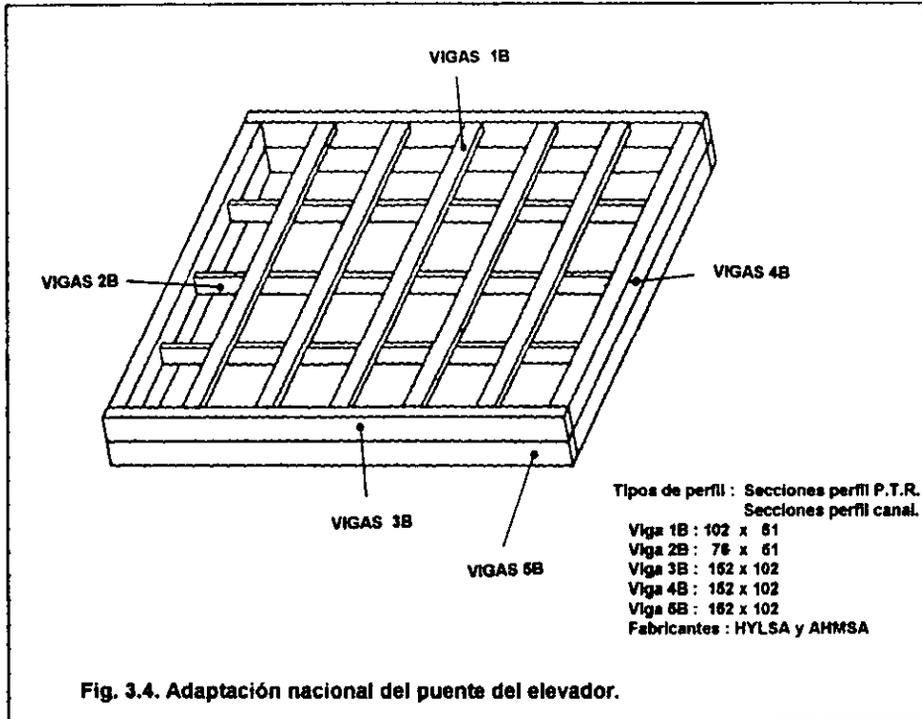
- Vigas 3A: Son diez vigas transversales que se encuentran en ambos lados del puente y tienen la misma carga que las vigas 2A.
- Vigas 4A: Son dos vigas longitudinales las cuales forman junto a las vigas 5A el marco principal de la plataforma. Estas vigas soportan toda la carga y el peso de la plataforma.
- Vigas 5A: Son dos vigas transversales que forman parte del marco principal de la plataforma y soportan toda la carga y el peso de la plataforma.

3.4. ANALISIS DEL PUENTE.

El puente es el elemento estructural que permite el transporte de los contenedores desde la plataforma hasta el interior del compartimiento de carga de la aeronave. Está compuesta por las siguientes vigas, (Fig. 3.4):

- Vigas 1B: Son cinco vigas longitudinales sobre las cuales se apoyan los rodillos de carga y las cadenas transportadoras.
- Vigas 2B: Son tres vigas transversales sobre las cuales se apoyan las vigas 1B.
- Vigas 3B: Son dos vigas transversales las cuales forman junto con las vigas 4B el marco principal del puente. Estas vigas soportan toda la carga y el peso de la plataforma.
- Vigas 4B: Son dos vigas longitudinales las cuales forman junto con las vigas 3B el marco principal del puente. Estas vigas además de soportar el peso de la cabina, pueden soportar todo el peso de los contenedores y el puente.

- Vigas 5B: Son cuatro vigas, dos longitudinales y dos transversales que sirven como base a todo el puente, soportan todo el peso del puente y la carga además de servir como riel para el sistema de elevación.



3.4.1. CABIÑA.

La cabina es el lugar desde el cual se controlan todas las operaciones del vehículo. Consta de dos secciones, una plataforma y una cabina de conducción. La plataforma cuenta con una consola desde la cual se accionan los mandos hidráulicos para el proceso de carga y descarga de las aeronaves, así como las guías de seguridad para el operario, mientras que la cabina cuenta con los

mandos necesarios para la conducción del vehículo como tal. Está compuesto por las siguientes vigas (Fig.3.5):

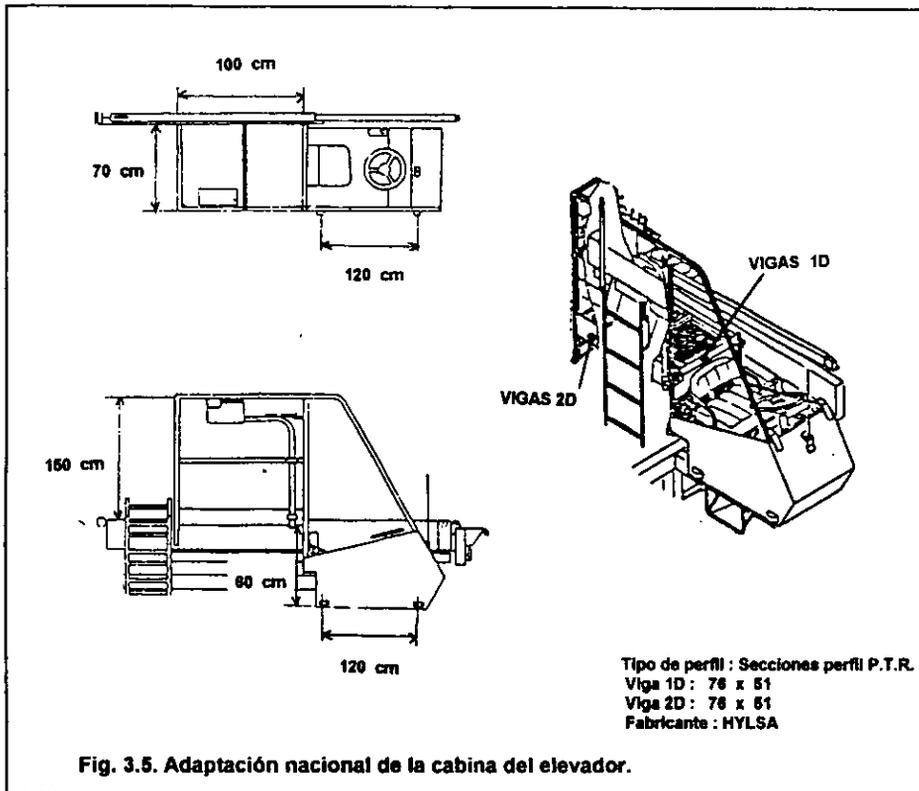


Fig. 3.5. Adaptación nacional de la cabina del elevador.

- Vigas 1D: Son siete vigas transversales sobre las cuales se apoya el piso de la plataforma y de la cabina, soportan el peso de la consola y del operario.
- Vigas 2D: Son dos vigas longitudinal que soportan la escalera y dan rigidez al piso de la plataforma.

3.5. ANALISIS DE LAS TIJERAS DE ELEVACION.

La tijera de elevación es el elemento estructural que permite el ascenso o descenso de la plataforma y el puente, además de soportarlo una vez elevado. Está compuesto por las siguientes secciones:

- Vigas - columna: Son ocho vigas las cuales soportan el peso de la plataforma y el puente ya sea con carga o sin ella.
- Pasadores: Son cuatro secciones las cuales unen un par de columnas cada uno, permitiendo el movimiento relativo entre columnas.
- Tensores: Son seis vigas las cuales absorben las fluctuaciones de carga en sentido transversal, evitando que los rodamientos salgan de sus rieles.

3.5.1. VIGAS COLUMNA.

Las vigas columna se llaman así ya que tienen una doble función, es decir, trabajan como columnas a compresión y como vigas a flexión, actuando bajo esfuerzos combinados de compresión axial y flexión, seleccionando la condición de carga más crítica.

Las dimensiones de las tijeras están dadas por la geometría de la plataforma y el puente, (Fig. 3.6), y son:

- La altura máxima de la plataforma es 360 cm.
- Los apoyos inferiores de la tijera están a 15 cm. del suelo.
- La plataforma tiene 15 cm. desde los apoyos superiores de la tijera hasta la superficie de transporte.

- La altura máxima del puente es de 360 cm.
- La parte inferior de la columna está a 130 cm. del suelo.
- El puente tiene 25 cm. desde la parte superior de la columna hasta la superficie de transporte.

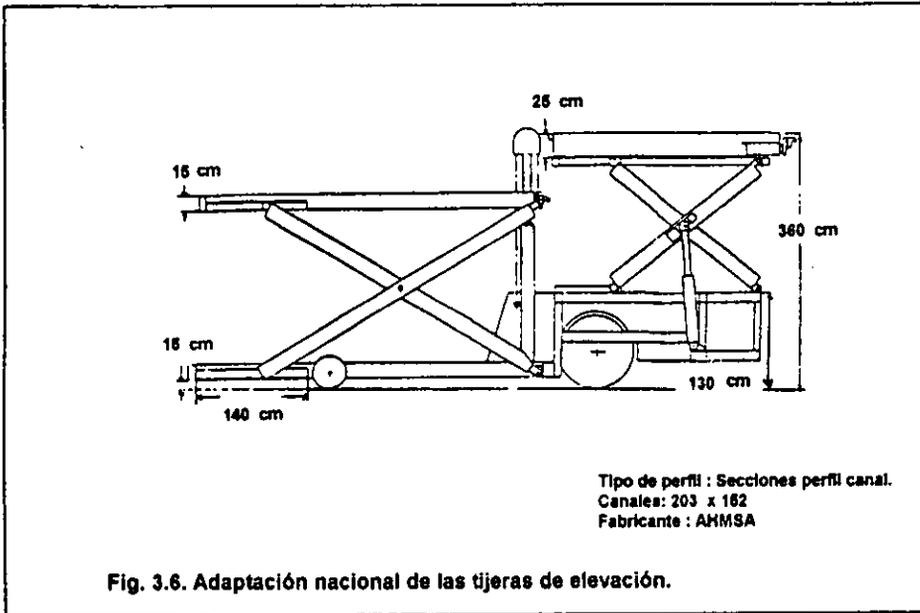


Fig. 3.6. Adaptación nacional de las tijeras de elevación.

3.5.2. PASADORES DE LAS TIJERAS.

Los pasadores son los elementos que permiten transformar el movimiento en sentido vertical del cilindro hidráulico, en un movimiento horizontal de los rodamientos en los rieles de las superficies de carga. Se analizan como secciones a cortante, bajo la carga debida al peso de la plataforma, y a la carga debido al peso del puente.

3.5.3. TENSORES DE LAS TIJERAS DE ELEVACION.

Los tensores son elementos que dan rigidez a las tijeras de elevación, absorbiendo las cargas transversales que se puedan presentar durante el proceso de transferencia de la carga. Se analizan como secciones a tensión bajo una carga debida al peso de la plataforma, y una carga debida al peso del puente.

3.6. ANALISIS DEL CHASIS.

El chasis es el elemento estructural que soporta todo el peso de los demás componentes así como de la carga y equipos. Está compuesto por las siguientes vigas. (Fig. 3.7):

- **Viga 1C:** Es una viga transversal sobre la cual se apoyan las tijeras de elevación del puente.
- **Viga 2C:** Es una viga transversal sobre la cual se apoya el motor y algunos componentes hidráulicos.
- **Vigas 3C:** Son dos vigas transversales las cuales soportan el peso del puente cuando no está cargado.
- **Viga 4C:** Es una viga transversal sobre la cual se apoya el motor, el equipo y los cilindros hidráulicos, por tanto soporta parte del peso del puente con carga.
- **Viga 5C:** Es una viga transversal, la cual soporta parte del peso de la plataforma.
- **Vigas 6C:** Son dos vigas longitudinales sobre las cuales se apoyan las tijeras de elevación del puente.

- Vigas 7C: Son dos vigas longitudinales las cuales soportan el peso del chasis con todo su equipo, así como el peso del puente sin carga.
- Vigas 8C: Son dos vigas longitudinales las cuales soportan parte del peso del puente.
- Vigas 9C: Son dos vigas longitudinales sobre las cuales se apoyan las tijeras de elevación de la plataforma y los cilindros de elevación.
- Viga 10C: Es una viga transversal la cual no soporta carga, solo da rigidez a la estructura.
- Columnas 11C: Son todas las columnas del chasis, soportan carga a compresión y se analizan en conjunto debido a su gran capacidad de carga.

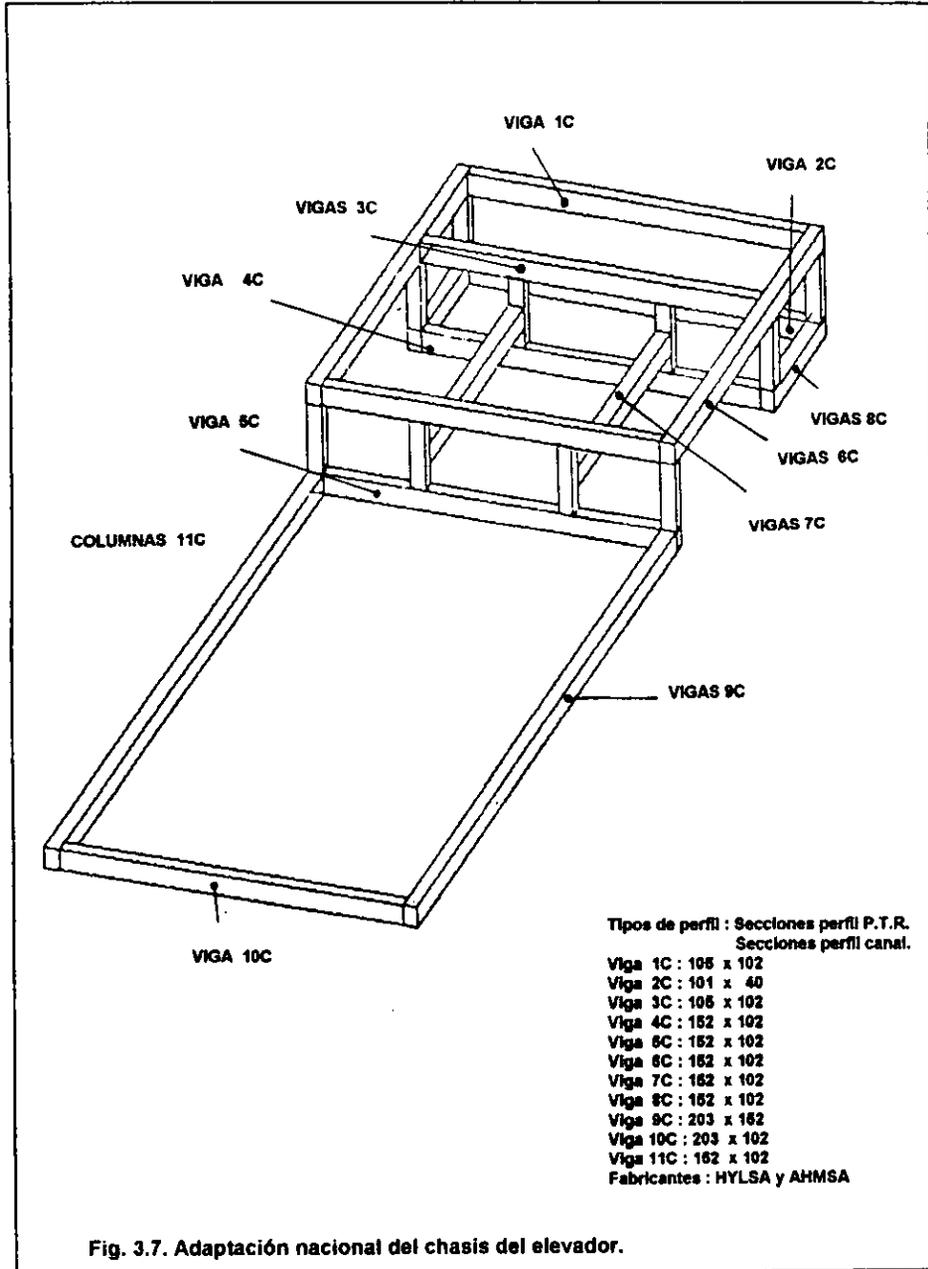


Fig. 3.7. Adaptación nacional del chasis del elevador.

CAPITULO IV. SELECCION DE EQUIPOS AUXILIARES.

- 4.1. Introducción.**
- 4.2. Cadenas de transmisión.**
- 4.3. Ejes de transmisión.**
- 4.4. Rodillos de carga.**
- 4.5. Pasadores.**
- 4.6. Rodamientos.**
- 4.7. Sistemas de seguridad.**
- 4.8. Soldadura.**

4.1. INTRODUCCION.

La selección de equipos auxiliares tiene como finalidad obtener los elementos necesarios para el manejo autónomo y seguro de la carga desde las plataformas portadoras hasta los compartimientos de carga de las aeronaves.

Estos equipos deben adecuarse a los requerimientos de funcionamiento, así como a las limitantes debidas a la geometría estructural e incluyen:

- a) Cadenas de transmisión.
- b) Ejes de transmisión.
- c) Rodillos de carga.
- d) Pasadores.
- e) Rodamientos.
- f) Sistemas de seguridad.
- g) Soldadura.

En la selección de cada equipo se analizan de forma general los componentes necesarios para su instalación, con el fin de implementar un proveedor nacional para cada uno.

4.2. CADENAS DE TRANSMISION.

Son los elementos que transmiten la potencia entre los ejes de los distintos equipos que manejan la carga. Se utilizan también junto a los cilindros hidráulicos

para elevar y descender la plataforma de carga. Para estos fines se recomienda el empleo de cadenas normalizadas de rodillos, basándose el cálculo y selección en los puntos que a continuación se indican, y siendo similar tanto para las cadenas de transmisión de potencia, las de elevación y las cadenas de transporte de carga, variando para éste último caso en los acoplamientos hechos a los eslabones de la cadena para adaptarlos a las operaciones de transporte.

Las cadenas transportadoras son los equipos que ofrecen el movimiento longitudinal de la carga, una vez que ésta se encuentra sobre la plataforma o el puente. La selección de éste equipo incluye tanto a las cadenas como a las ruedas dentadas.

Para el diseño de estos equipos, se parte de los requerimientos de operación y diseño, los cuales indican:

- a) Velocidad de la banda: Esta velocidad está dada por los requerimientos de operación y es de 30.5 cm/sg (60 pies/min).
- b) Longitud: Esta longitud está dada por requerimientos de diseño y es de 4.60 mt. (15 pies) para la plataforma y 3.2 mt para el puente.
- c) Peso del material: Este peso es el debido a la masa total del contenedor 66,708 N. (15,000 lb), dividida entre los rodillos y las cadenas transportadoras, es decir, 33,354 N. (7,500 lb) en cada cadena.

En la selección de las cadenas transportadoras, se parte de la tensión que debe soportar la cadena y de la potencia requerida para mover la carga. Esta tensión está dada por la siguiente ecuación:

$$P = LC (2.2 W + M) \quad \text{Ec. 4.1.}$$

Donde: P = Tensión de la cadena (N).

L = Longitud de la cadena (m).

C = Coeficiente de fricción (Tabla 4.1).

W = Peso de la cadena y accesorios (N/m).

M = Peso del material (N/m).

PASO		ESTATICO		RODANTE	
MM	PLG	SECO	LUB.	SECO	LUB.
2.54	1.00	0.17	0.12	0.14	0.10
3.17	1.25	0.16	0.11	0.13	0.09
3.81	1.50	0.16	0.11	0.13	0.09
5.08	2.00	0.15	0.10	0.12	0.08
6.35	2.50	0.14	0.09	0.11	0.07

Tabla 4.1. Coeficientes de fricción.

La potencia está dada por la fórmula:

$$H = P S \quad \text{Ec. 4.2.}$$

Donde: H = Potencia (Kw).

P = Tensión máxima (N).

S = Velocidad de la cadena (m/sg).

Las cadenas normalizadas de rodillos se fabrican conforme a las especificaciones especificaciones de la American National Standard para cadenas

de precisión de rodillos de transmisión de potencia, sus fijaciones y ruedas dentadas, habiéndose tomado los datos de las tablas siguientes de dicha norma. Estas cadenas de rodillos y ruedas dentadas se utilizan para la transmisión de potencia y con los acoplamientos adecuados para el transporte de los contenedores.

La nomenclatura normalizada para los elementos de las cadenas de rodillos se indican en la figura 4.1, mientras que las dimensiones se indican en la figura 4.2.

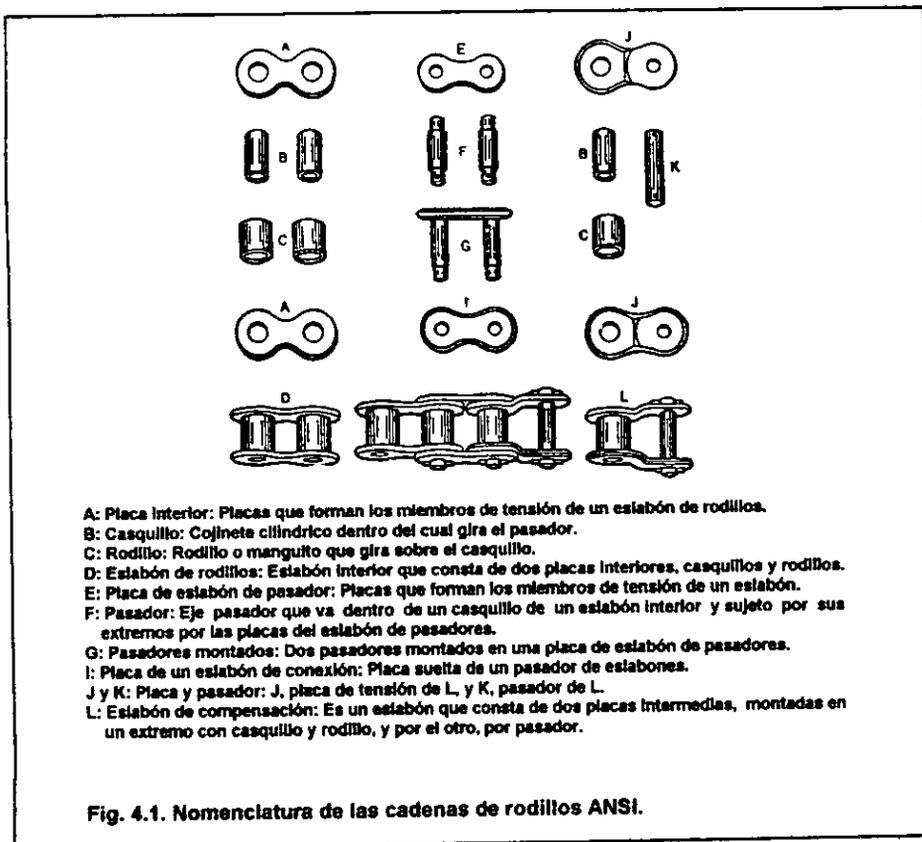
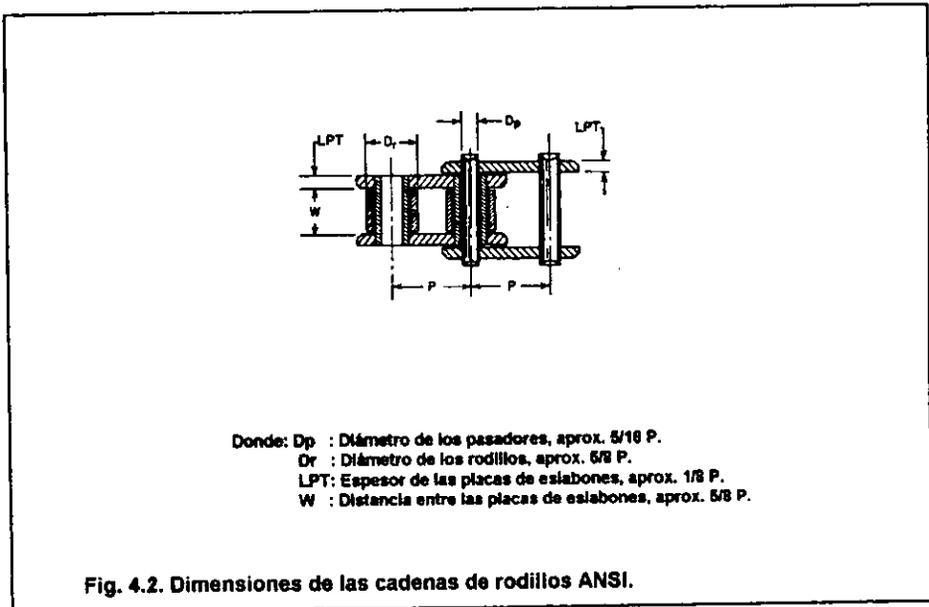


Fig. 4.1. Nomenclatura de las cadenas de rodillos ANSI.

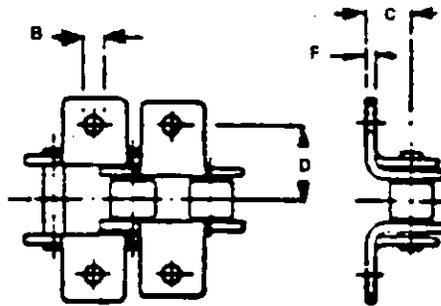
Además de la cadena en sí, existen otros elementos necesarios para el correcto funcionamiento de la cadena, tales como los acoplamientos, las ruedas dentadas, las chavetas, etc.

Los acoplamientos son las modificaciones hechas a los componentes de las cadenas normalizadas para adaptarlas a las operaciones de transporte. Los componentes modificados son las placas de eslabones, que están provistas de patillas prolongadas curvas. En la tabla 4.2 se indican las principales dimensiones de las prolongaciones de las placas de eslabones curvos.



En lo referente a las ruedas dentadas, la American National Standard estipula dos clases, con la designación de comercial y de precisión. La decisión de una u otra es cuestión de criterio de aplicación de la transmisión, como norma

general, cuando los requerimientos de lubricación sean dentro de la clase A o B, se utilizarán ruedas comerciales, si se requiere una lubricación clase C, puede ser necesario ruedas de precisión. Como se verá más adelante en este sistema es suficiente con un sistema de lubricación clase A.



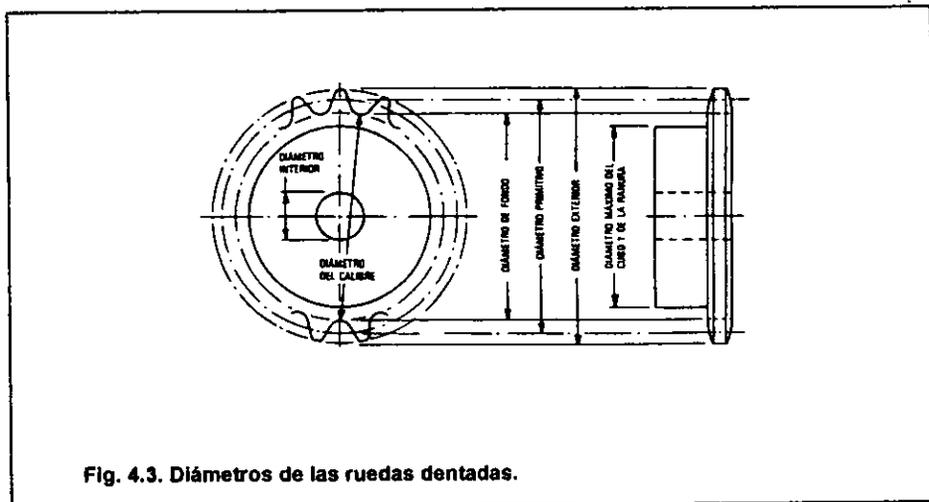
No.	B _{min}		C		D		F	
	mm	plg	mm	plg	mm	plg	mm	plg
35	2.590	0.102	6.350	0.250	9.525	0.375	1.270	0.050
40	3.327	0.131	7.924	0.312	12.70	0.500	1.524	0.060
50	5.080	0.200	10.31	0.408	15.87	0.625	2.032	0.080
60	5.080	0.200	11.91	0.469	19.05	0.750	2.367	0.094
80	6.629	0.261	15.87	0.625	25.40	1.000	3.175	0.125
100	8.204	0.323	19.83	0.781	31.75	1.250	3.962	0.156
120	9.804	0.386	23.01	0.908	38.10	1.500	4.775	0.188
140	11.37	0.448	28.57	1.125	44.45	1.750	5.562	0.219
160	13.10	0.516	31.75	1.250	50.80	2.000	6.350	0.250
200	16.28	0.641	42.87	1.688	63.50	2.500	7.924	0.312

Tabla 4.2. Prolongaciones de las placas.

Con relación a las ruedas dentadas, en la figura 4.1 se representan los distintos diámetros para cadenas de rodillos, que se definen de la siguiente forma:

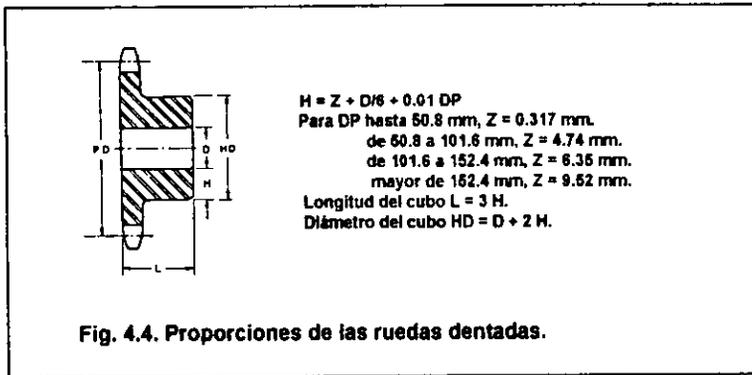
Diámetro primitivo: Es el que corresponde a la circunferencia primitiva que pasa por los centros de los pasadores de los eslabones, a medida que la cadena se ajusta a la rueda dentada. Debido a que el paso de la cadena se mide sobre una línea recta entre centros de los pasadores contiguos, las líneas primitivas de la cadena forman una serie de cuerdas de la circunferencia primitiva de la rueda dentada.

Diámetro de fondo: Es el que va de la tangente de la circunferencia a la curva en el fondo del espacio entre dientes. Equivale al diámetro primitivo menos el diámetro del rodillo.



Diámetro exterior: Es el que se mide sobre las puntas de los dientes.

En la figura 4.4 se indican las proporciones típicas de las ruedas dentadas de barra de acero para cadenas de rodillos, según las suministra la American Chain Association.



Pasando a temas más relacionados con la selección de la cadena y la rueda dentada, se puede sugerir que para un funcionamiento silencioso y adecuado a los requerimientos de velocidad, es deseable que el paso de la cadena de rodillos sea mínimo.

La capacidad de potencia varía con el paso de la cadena como se indica en la tabla 4.3.

Después de seleccionar la rueda dentada menor, el número de diente en la rueda mayor se determina con base en la relación deseada de velocidad del eje. Cabe indicar que al dar una excesiva importancia a la exactitud de la relación de velocidad, pueda resultar en una instalación costosa, siendo que en la mayoría de

los casos se puede obtener un funcionamiento adecuado con una ligera modificación en la velocidad en uno o ambos ejes.

Cadena normalizada a rodillos, paso 38.1 mm, del número 120.										
Num.	RPM, rueda dentada menor									
dient	10	25	50	100	150	200	300	400	500	
men.	Potencia nominal Kw									
9	0.820	1.879	3.498	6.534	9.399	12.16	17.53	22.75	27.82	
10	0.925	2.103	3.923	7.318	10.51	13.65	19.69	25.51	31.18	
11	1.022	2.327	4.349	8.131	11.71	15.14	21.78	28.27	34.54	
12	1.119	2.558	4.774	8.877	12.83	16.63	23.94	31.03	37.97	
13	1.223	2.790	5.207	9.698	14.02	18.13	26.11	33.87	41.40	
14	1.327	3.021	5.639	10.51	15.14	19.62	28.27	36.63	44.83	
15	1.424	3.260	6.079	11.33	16.33	21.18	30.51	39.54	48.28	
16	1.529	3.491	6.520	12.15	17.53	22.68	31.18	42.37	51.77	
17	1.633	3.730	6.960	12.98	18.72	24.24	34.91	45.20	55.28	
18	1.738	3.968	7.400	13.80	19.91	25.81	37.15	48.11	58.79	
19	1.842	4.207	7.833	14.62	21.11	27.30	39.38	51.02	62.36	
20	1.947	4.446	8.280	15.44	22.30	28.87	41.82	53.88	65.87	
21	2.051	4.684	8.728	16.33	23.49	30.43	43.88	56.84	69.45	
22	2.163	4.923	9.176	17.15	24.69	32.00	46.10	59.76	73.03	
23	2.267	5.169	9.623	17.97	25.86	33.67	48.41	62.68	76.84	
24	2.372	5.408	10.07	18.87	27.15	35.13	50.65	65.65	80.57	
25	2.478	5.654	10.51	19.69	28.34	36.77	52.96	68.58	83.65	
26	2.588	5.900	11.04	20.51	29.61	38.34	55.20	71.54	87.28	
28	2.804	6.393	11.93	22.23	32.07	41.55	59.83	77.58	94.74	
30	3.021	6.885	12.83	23.94	34.54	44.78	64.45	83.65	102.2	
32	3.237	7.385	13.80	25.73	37.00	47.96	69.08	89.52	109.6	
35	3.565	8.131	15.14	28.34	40.80	52.89	76.09	98.47	120.8	
40	4.117	9.399	17.53	32.74	47.14	61.02	88.03	114.1	139.5	
45	4.677	10.66	19.91	37.15	53.49	69.30	99.96	129.0	158.1	
LUB.	A		B				C			

Tabla 4.3. Potencias nominales para cadenas de rodillos.

Con relación a la capacidad de transmisión de potencia de la tabla 4.3 se aplican en las cadenas de rodillos lubricadas, de la serie ANSI. Las capacidades de ésta tabla, se basan en:

- a) Un factor de servicio de 1.

- b) El empleo de métodos de lubricación adecuados.
- c) Una disposición de la transmisión, donde dos ruedas dentadas van montadas en ejes paralelos en un plano horizontal.

En estas condiciones, se puede esperar una vida de servicio de aproximadamente 15,000 horas funcionando a plena carga.

Las capacidades de potencia indicadas en la tabla 4.3 se refieren al velocidad de la rueda dentada menor y, con esta base se hace la selección de la transmisión. Se deben de tener en cuenta también las cargas que inciden en la cadena según el tipo de potencia de entrada y el equipo a accionar, con este fin se emplean factores de servicio para compensar estas cargas y se determina la potencia nominal requerida de la cadena mediante la siguiente fórmula:

$$\text{Potencia nominal} = \text{potencia a transmitir} \times \text{factor de servicio} \quad \text{Ec 4.3.}$$

Donde los factores de servicio se toman de la tabla 4.4.

Tipo de carga	Tipo de fuerza de entrada		
	Hidráulica	Eléctrica	Mecánica
Uniforme	1.0	1.0	1.2
Choque moderado	1.2	1.3	1.4
Choque fuerte	1.4	1.5	1.7

Tabla 4.4. Factor de servicio para cadenas.

Por último, otro aspecto importante que se debe de considerar es la lubricación. Sobre este punto se puede decir que existen tres tipos básicos de lubricación para las transmisiones de cadena de rodillos, los cuales quedan influenciados por la velocidad de la cadena y la potencia transmitida. Tales son los requerimientos mínimos de lubricación y el empleo de un tipo mejor es aceptable y puede ser ventajoso. La vida de una cadena puede variar apreciablemente según el modo en que se lubrique la transmisión, cuanto más se lubrique la cadena, más durará. Los tipos de lubricación son los siguientes:

Tipo A: Lubricación manual o por goteo. En este tipo de lubricación, que puede hacerse como mínimo una vez cada ocho horas de funcionamiento, el aceite se aplica copiosamente a brocha o a chorro, mientras que en la lubricación por goteo las gotas desprendidas de un dosificador van dirigidas entre los bordes de los eslabones.

Tipo B: Lubricación por baño. En esta lubricación, la hilera inferior de la cadena corre por un cárter de aceite en la carcasa de la transmisión.

Tipo C: Lubricación por flujo de aceite. El lubricante lo proporciona una bomba capaz de suministrar un flujo continuo de aceite.

Con relación a las cadenas para la elevación de la plataforma la selección se hace con base en la siguiente ecuación:

$$E = CT \times FS \times 7.5$$

Ec. 4.4.

Donde: E = Esfuerzo de la cadena (Pa).

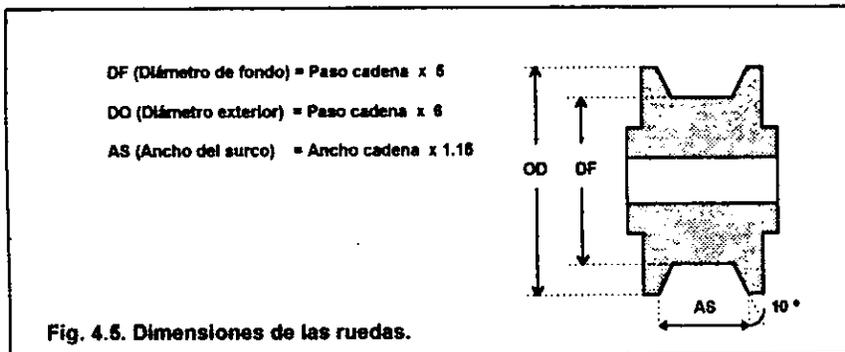
CT = Carga de trabajo (N).

FS = Factor de Servicio (Tabla 4.5).

FACTOR DE SERVICIO	
Carga Uniforme	1.0
Carga Súbita	1.3
Carga Impacto	1.7

Tabla 4.5. Factores de Servicio.

Las dimensiones de las ruedas están dadas en la figura 4.5.



4.3. EJES DE TRANSMISIÓN.

El diseño de los ejes consiste básicamente en la determinación del diámetro necesario para asegurar una rigidez y una resistencia satisfactoria cuando el eje transmite potencia bajo las condiciones de carga. Con este fin se determina el momento de torsión admisible mediante la siguiente ecuación:

$$T = S_s \times Z_p$$

Ec. 4.5.

Donde: T = Momento de torsión (N-m).

Ss = Esfuerzo cortante a torsión (Pa).

Zp = Módulo polar de la sección (m³).

Se calcula después el momento torsor transmitido por el eje mediante la ecuación 4.6.

$$T = \frac{9.55 \times 10^6 P}{N} \quad \text{Ec. 4.6.}$$

Donde: P = Potencia transmitida (Kw).

N = Número de revoluciones por minuto (RPM).

El momento torsor transmitido se compara con el momento torsor admisible y se verifica que no sea excedido el límite admisible.

Para determinar el diámetro de un eje circular macizo, que es necesario para transmitir un par dado, utilizamos la siguiente ecuación:

$$D = \sqrt[3]{\frac{5.1 T}{Ss}} \quad \text{Ec. 4.7.}$$

Donde: D = Diámetro del eje (m).

T = Momento torsor (N-m).

Ss = Esfuerzo admisible (Pa).

El esfuerzo admisible que se utiliza en la práctica es de 59 N/mm² para ejes secundarios y 28 N/mm² para ejes principales.

En lo que se refiere a las chavetas, podemos decir que se usan para prevenir el movimiento relativo entre el eje y el elemento a través del cual se transmite un momento de torsión. El ancho de la chaveta es generalmente una cuarta parte del diámetro del eje. Pero la dimensión exacta se obtiene con base en los esfuerzos cortantes y de compresión producidos en la chaveta como resultado del momento torsión transmitido. La dimensión se determinará con la ecuación 4.8.

$$S_s = \frac{T}{b L r} \quad \text{Ec. 4.8.}$$

Donde: S_s = Esfuerzo cortante en la chaveta (Pa).

T = Momento de torsión del eje (N-m).

b = Ancho de la cuña (m).

L = Longitud de la chaveta (m).

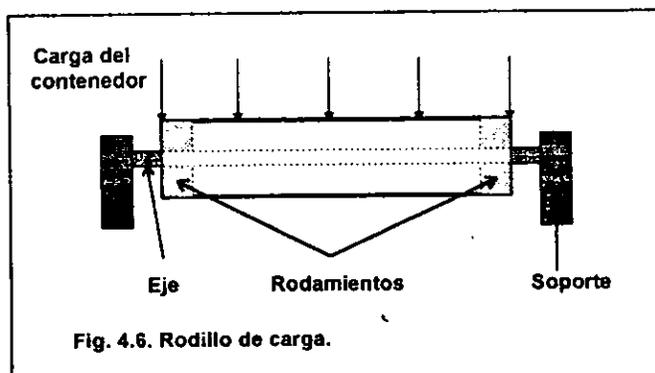
r = Radio del eje (m).

4.4. RODILLOS DE CARGA.

Son los dispositivos que ofrecen el movimiento longitudinal de la carga, permitiendo que ésta sea transportada sobre la plataforma y el puente. La selección de estos equipos incluye los rodillos, ejes, rodamientos y soportes.

En lo referente a los rodillos, se considera que son secciones cilíndricas que están sujetas a la carga de los contenedores, esto es se analizarán como vigas simplemente apoyadas en sus extremos con una carga uniformemente

distribuida sobre su eje longitudinal, obteniendo con estas condiciones el módulo de sección requerido y proponiendo posteriormente las dimensiones adecuadas de acuerdo a la geometría estructural. (Fig. 4.6).



Los ejes se calculan como elementos a flexión debida a la carga del contenedor y obteniéndose el diámetro requerido. Los rodamientos se seleccionan también conforme a esta carga, lo mismo que los soportes.

4.5. PASADORES.

Estos elementos se utilizan en uniones articuladas que conectan dos barras cargadas en tensión o compresión. Se calculan con base en los esfuerzos de tracción, cortante y compresión actuantes sobre el elemento y conforme la ecuación 4.9.

$$S = F / A$$

Ec. 4.9.

Donde: S = Esfuerzo a tracción, compresión o cortante (Pa).

F = Fuerza externa (N).

A = Area de la sección (m²).

4.6. RODAMIENTOS.

La selección de los rodamientos se hace con base en catálogos, desafortunadamente cada fabricante tiene diferentes sistemas para seleccionar los rodamientos, debido, principalmente, a las diferencias de interpretación de los datos de ensayo y las condiciones de servicio. Sin embargo, la clasificación se basa en una cierta teoría general que se estudiará en esta sección, la cual deberá adecuarse posteriormente a la información específica del fabricante seleccionado.

Básicamente el procedimiento de selección consiste en la determinación de la vida, fiabilidad, duración nominal, la carga dinámica básica y la carga dinámica equivalente.

La vida es el número de revoluciones que da uno de los anillos del rodamiento en relación con el otro anillo antes de que aparezca la primera evidencia de fatiga del material en el anillo o cualquiera de los elementos rodantes.

La fiabilidad es la probabilidad de que un rodamiento alcance o sobrepase la vida especificada.

La duración nominal es la vida que alcanzan o sobrepasan el 90 % de cojinetes antes de que aparezcan signos de fatiga. Está dada por la ecuación 4.10.

$$L = (C / P)^3$$

Ec. 4.10.

Donde: L = Duración nominal (millones de revoluciones).

C = Capacidad básica de carga (N).

P = Carga equivalente (N).

La capacidad básica de carga dinámica, es la carga dinámica constante que el rodamiento puede teóricamente soportar para alcanzar una duración nominal de un millón de revoluciones.

La carga dinámica equivalente es la carga radial constante bajo el efecto de la cual un rodamiento tendría la misma vida que la que alcanzaría bajo las condiciones reales de carga.

Con base en los valores anteriormente obtenidos, se busca en catálogos de rodamientos, aquellos que sean adecuados para la aplicación.

4.7. SISTEMA DE SEGURIDAD.

El mecanismo de seguridad es el sistema que protege al equipo, impidiendo que la carga se mueva en una dirección inadecuada. Esta compuesto por dos guías longitudinales, cuya única función es frenar la carga en un momento dado. Se calculan como secciones a las que se les aplica una fuerza de impacto, con la cual se obtiene la sección mínima requerida.

4.8. SOLDADURA.

La finalidad del cálculo de la soldadura es la de proporcionar la dimensión mínima requerida para soportar la carga que actúa sobre las de los diferentes elementos. Se utilizará básicamente la conocida como "soldadura de filete". Cuyo esfuerzos considera como un esfuerzo cortante en la garganta, cualquiera que sea la dirección de aplicación de la carga. Está dada por la ecuación 4.11.

$$F = S A \qquad \text{Ec. 4.11.}$$

Donde: F = Fuerza admisible (N).

S = Esfuerzo permisible (Pa).

A = Area de la soldadura (m²).

CAPITULO V. SISTEMA HIDRAULICO.

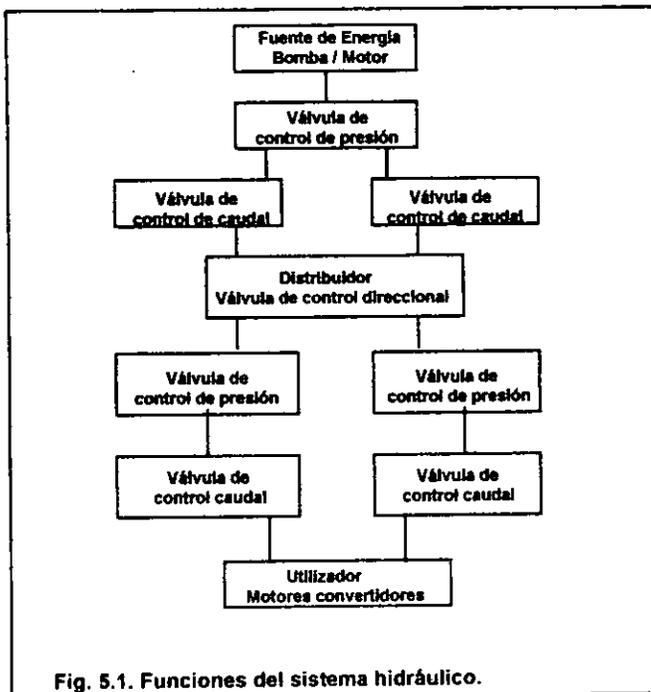
5.1. Introducción.

**5.2. Descripción de los principales
componentes hidráulicos.**

5.1. INTRODUCCION.

El diseño del sistema hidráulico tiene como finalidad gobernar los equipos de transporte de materiales, los equipos de elevación y sistemas de seguridad del vehículo. Se propone un sistema hidráulico debido a la amplia gama de aplicaciones que presentan en dimensiones reducidas resolviendo problemas de potencia, velocidad y torque con gran precisión. Estos equipos presentan el inconveniente de su complejidad ya que el diseño requiere del análisis de una gran variedad de sistemas, adecuados muchos de ellos para resolver una sola necesidad.

El sistema hidráulico puede reducirse en términos generales a las siguientes funciones:



5.2. DESCRIPCIÓN DE LOS PRINCIPALES COMPONENTES HIDRAULICOS.

A continuación se da una breve descripción de los principales componentes del equipo hidráulico, incluyendo la bomba, las válvulas, el motor, el tanque y los cilindros.

5.2.1. BOMBA DE ENGRANES.

La bomba de engranes tiene una cámara en la cual un par de engranes marchan con un juego radial y axial muy pequeño, lo cual da una condición virtualmente cerrada de volumen de aceite. Mediante el engrane accionado en la dirección de la flecha, los dientes conjugados mueven el segundo engrane en la dirección opuesta, (Fig. 5.2).

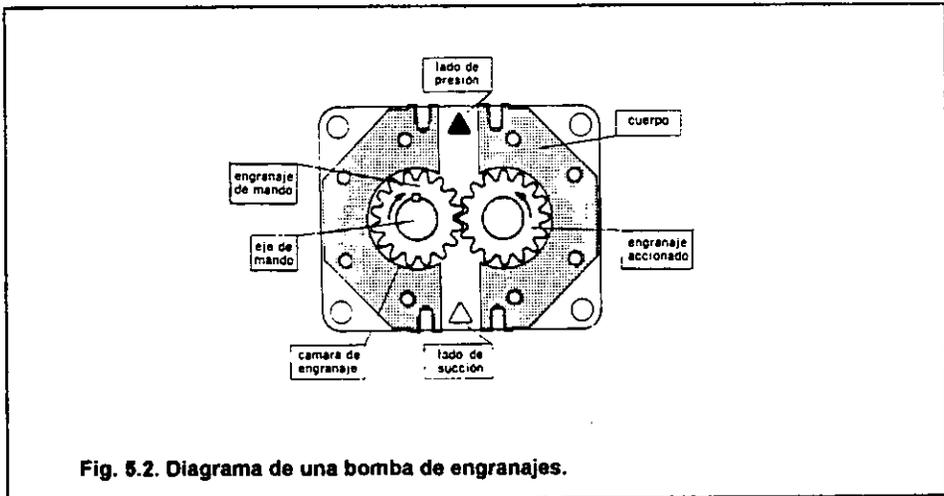


Fig. 5.2. Diagrama de una bomba de engranajes.

A medida que los engranes se abren durante la rotación, surgen espacios vacíos. La depresión resultante, y la presión atmosférica en el tanque, hacen que el fluido sea aspirado. Este fluido llena los espacios vacíos que, junto con las

paredes de la cámara forman un sistema cerrado que se mueve del lado de succión al lado de presión. Allí de nuevo se entrelazan los dientes y desplazan al fluido de la cámara cerrada. Los engranes conjugados evitan que el fluido pase de la cámara de presión a la cámara de succión.

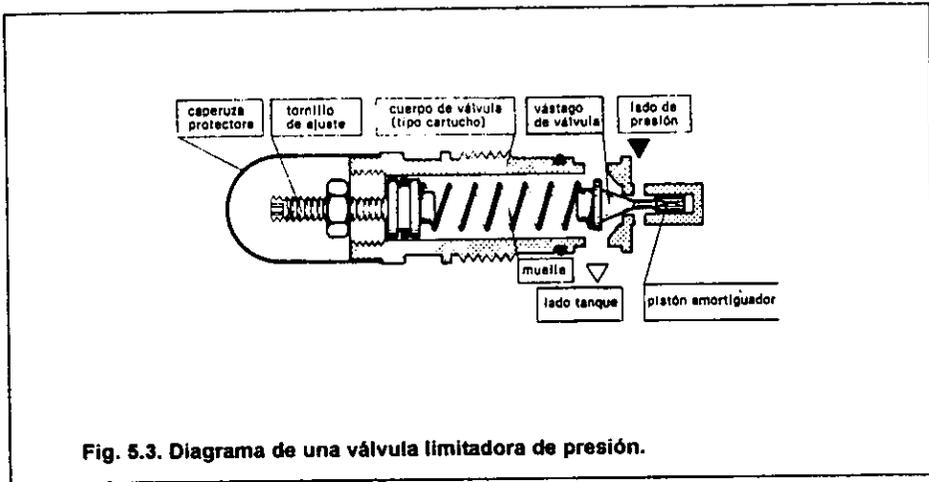
Los engranes cierran los entredientes, antes de que se vacíen totalmente, por esta razón, se crea una presión muy elevada en las cámaras restantes, que puede ocasionar una operación dura y pulsatoria de la bomba. Por ello, se colocan unos agujeros de descarga a los lados del alojamiento, que dirigen el "fluido comprimido" a la cámara de presión. Esta cámara está conectada con el sistema hidráulico, al cual es suministrado el fluido por líneas de presión.

5.2.2. VALVULA DE CONTROL DE PRESION.

La válvula limitadora de presión tiene como finalidad influir en la presión del sistema hidráulico o en alguna de sus partes. Si en un sistema hidráulico la resistencia que actúa contra el mando alcanza proporciones excesivas, éste quedará dañado en su parte más crítica. Para evitar esto, se introduce un punto débil artificial, es decir, un "punto de ruptura predeterminado". La solución es dejar que la presión suba en toda la red, para actuar sobre una unidad hidráulica simple, que se mantiene en la posición cerrada mediante un resorte ajustable.

Un aumento de presión hace que el elemento de cierre suba, y permite que el caudal en exceso, no admitido por el receptor, regrese al tanque, convirtiendo

la energía hidráulica en calor. La válvula limitadora lleva un cono en un cuerpo de válvula en forma de cartucho roscado. Es apretado sobre su asiento, mediante un resorte ajustable y la conexión entre el sistema hidráulico y el tanque está normalmente cerrada. (Fig. 5.3).



Si la resistencia exterior en el sistema hidráulico aumenta la presión resultante actúa en todos los puntos, simultáneamente sobre la zona efectiva de la válvula, por tanto, también en el cono de la válvula. Esta presión aumentada, si es mayor que el valor de ajuste del resorte, sube al cono de su asiento y deja que el fluido no requerido regrese al tanque. Al seleccionar una válvula limitadora de presión operada directamente, hay que tener en cuenta el caudal y la presión, ya que el aumento de caudal ocasiona el aumento de presión. Para evitar oscilaciones del cono de válvula en su asiento, se proporciona al cono un pequeño pistón amortiguador.

5.2.3. VALVULA DE CONTROL DE CAUDAL.

La válvula de control de caudal, tiene la misión de regular el caudal de la bomba y así, la velocidad de trabajo de un mando. Existen dos tipos principales, las válvulas de estrangulación antirretorno.

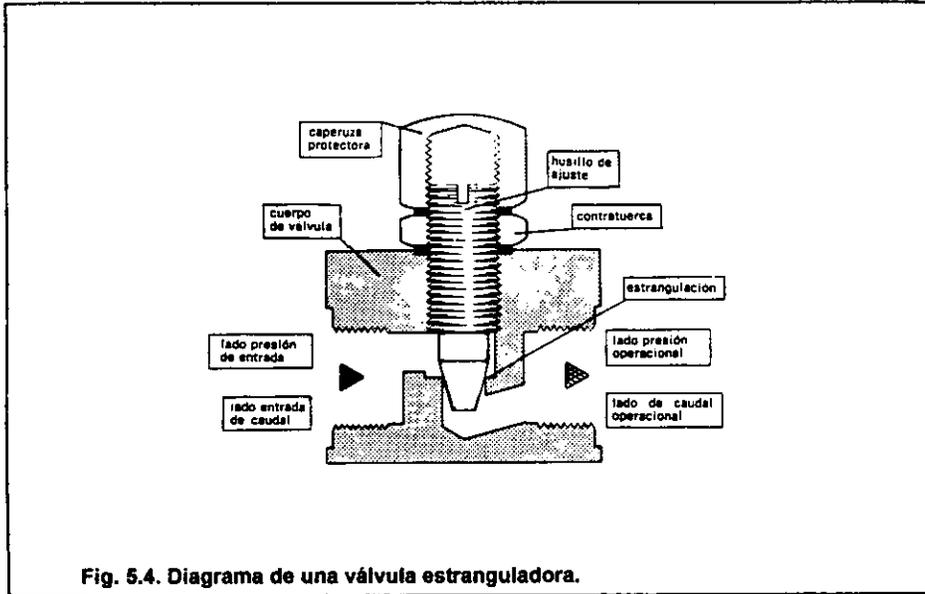


Fig. 5.4. Diagrama de una válvula estranguladora.

El tipo de estrangulación sencilla no es más que un estrechamiento de sección en el sistema de tuberías, son por consiguiente, una pieza de conexión entre dos tubos, cuya zona de estrangulación puede ser reducida, en mayor o menor grado, según el paso del tornillo que se emplee. (Fig. 5.4).

El tipo de estrangulación antirretorno es una válvula en la cual, en una dirección, el fluido a presión estrangulado según la posición del cuerpo exterior.

En la otra dirección, el paso es libre, a través de la válvula antirretorno incorporada al conjunto. (Fig. 5.5).

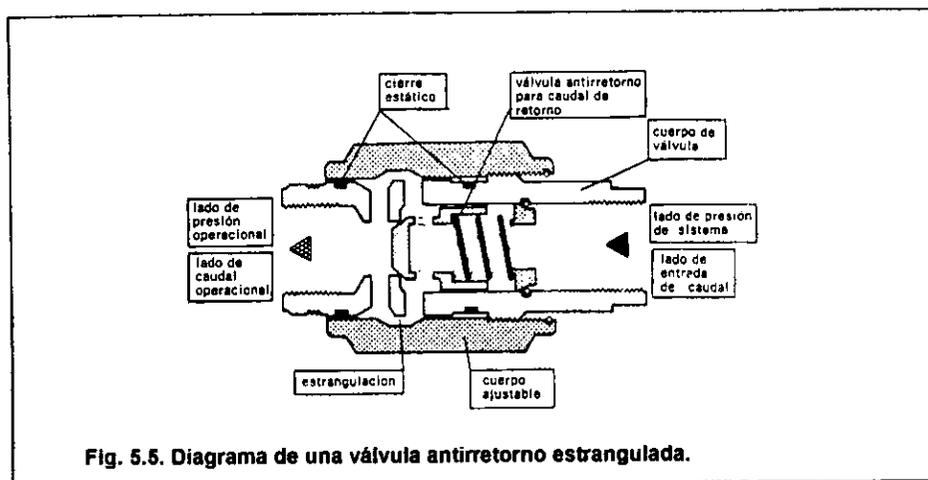
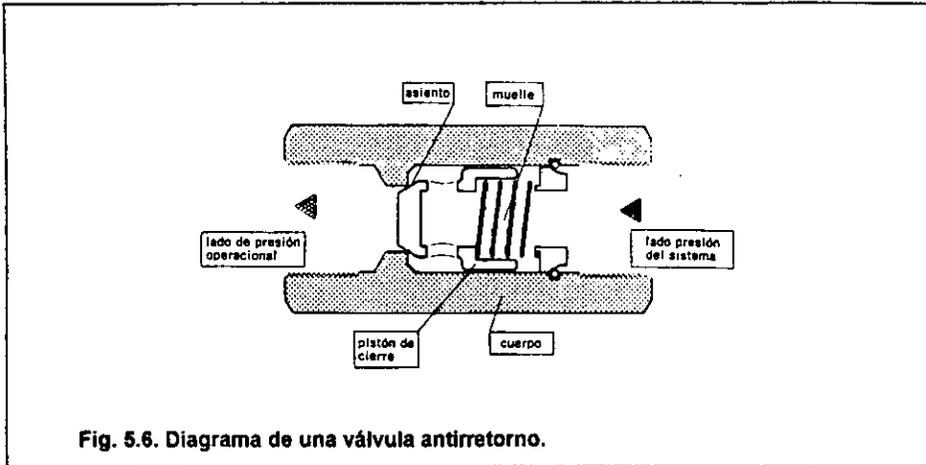


Fig. 5.5. Diagrama de una válvula antirretorno estrangulada.

5.2.4. VALVULA DE CONTROL DIRECCIONAL.

La Válvula de control direccional es una unidad con la que se puede cambiar la dirección de movimiento u operación de un fluido a presión. El tipo básico es la válvula de asiento, la cual tiene una bola o un cono como parte de cierre, que presiona contra un asiento. (Fig. 5.6).

Se mantiene una posición cerrada por acción de un resorte. El caudal, en la dirección marcada en la válvula con una flecha, sube al cono de su asiento y el aceite puede pasar por la válvula. En la dirección opuesta, el caudal obliga al cono a presionar contra el asiento, de forma que, en esta dirección no pase el aceite.



5.2.5. VALVULA DE CONTROL DIRECCIONAL OPERADA DIRECTAMENTE.

La válvula de control direccional de corredera deslizante, la conexión o desconexión del paso de aceite, se obtiene por movimiento axial de un émbolo que se desliza dentro de un agujero dotado de canales. Esta corredera tiene varios cantos de control, los cuales corresponden al número de salidas de servicio, y su accionamiento puede ser mecánica, neumática, hidráulica o eléctricamente, siendo éste último el más empleado. Su funcionamiento es el siguiente: Al excitar un solenoide con corriente continua, ejecuta una carrera que actúa directamente sobre la corredera de la válvula direccional y la desplaza de su posición neutra. El retorno de la corredera, al desexcitar el solenoide, se obtiene, normalmente mediante resortes. (Fig. 5.7).

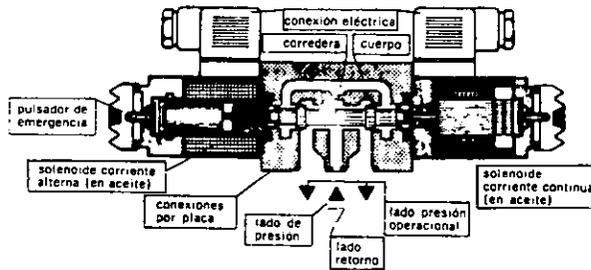


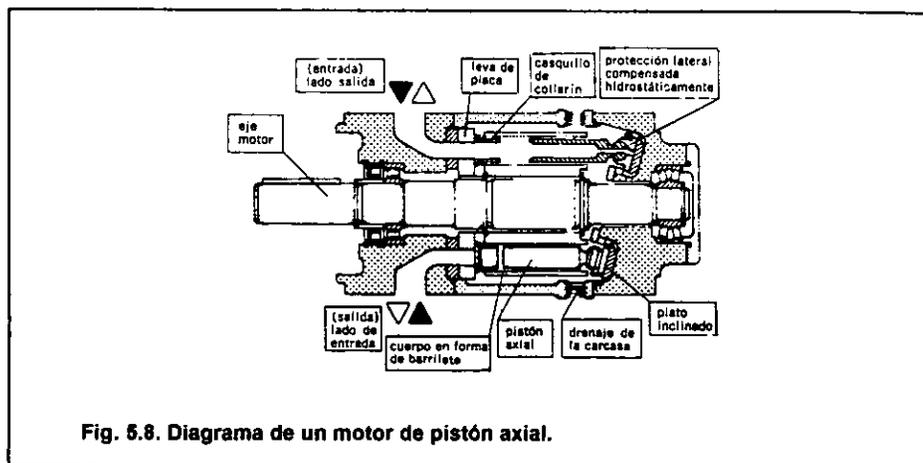
Fig. 5.7. Diagrama de una válvula direccional con accionamiento directo por solenoide.

5.2.6. MOTOR HIDRAULICO.

El motor giratorio hidráulico (unidad de pistones axiales), es un convertidor de energía que se caracteriza por una disposición de pistón axial en un cuerpo de forma de barrilete. Una disposición circular de nueve pistones está dispuesta paralelamente al eje motor, en una carcasa fija. Los pistones marchan en un barrilete cilíndrico, que está firmemente sujeto al eje motor mediante una chaveta. (Fig. 5.8).

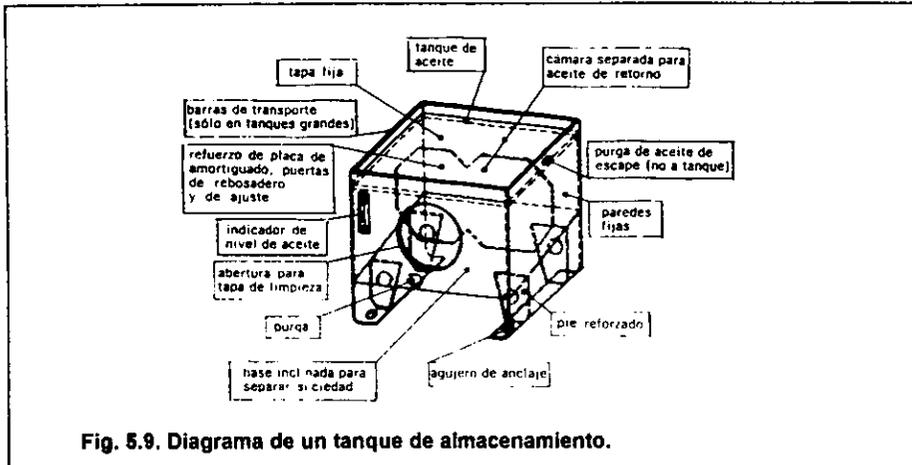
La función del motor hidráulico es inversa a la de la bomba, se dirige fluido a presión atmosférica de un tanque a la bomba, que entonces recibe una cantidad específica de energía por el motor de accionamiento y el fluido se suministra al sistema como fluido a presión. Este fluido cargado de energía es dirigido al motor hidráulico.

Cambiando la dirección de los componentes activos de este fluido a presión, la energía hidráulica se convierte en energía mecánica por el eje del motor. El fluido libre de energía vuelve ahora al motor hidráulico al tanque.



5.2.7. TANQUE DE ALMACENAMIENTO.

La principal función del tanque de almacenamiento es contener la cantidad requerida de fluido operante, sin embargo, tiene misiones secundarias como disipar el calor generado, de vuelta del sistema hidráulico. El tamaño del tanque depende del caudal de la bomba y de la cantidad de calor que se quiera disipar, por lo general el volumen del tanque debe ser tres o cuatro veces el valor del caudal por minuto de la bomba, más un volumen de aire del 10 ó 15 % del volumen del fluido, para compensar las fluctuaciones en el nivel del aceite. (Fig. 5.9).



El tanque debe contar con placas pantalla para separar los lados de retorno y aspiración, y dan también mayor estabilidad. Una ventaja adicional, es que se depositan las partículas sucias, y se dispersan las burbujas de aire que pueden haberse formado. Es importante también, disponer de un fondo inclinado, de forma que las partículas de suciedad se depositen en el punto más bajo, y que la línea de aspiración esté debidamente estudiada y posicionada, para evitar la introducción de éstas al sistema.

5.2.8. CILINDROS.

Los cilindros son "actuadores" que convierten la energía hidráulica en energía mecánica. El tipo más empleado es el diferencial con vástago simple, debido a la amplia gama de aplicación. Un pistón conectado a un vástago, se mueve en un tubo dimensionado para cumplir con una presión interior máxima. El cierre entre las dos cámaras del cilindro se consigue por medio de empaques

ajustados al pistón. Para evitar que el fluido escape de una cámara del cilindro a la otra por el pistón, se ajusta por medio de una junta tórica como cierre estático entre pistón y vástago. La tapa posterior del cilindro está frecuentemente soldada y tiene una conexión para entrada y salida del fluido. (Fig. 5.10).

El vástago recibe generalmente un tratamiento especial de superficie, es decir, cromado duro rectificado y pulido que lo protege contra la corrosión y asegura una larga vida de las juntas.

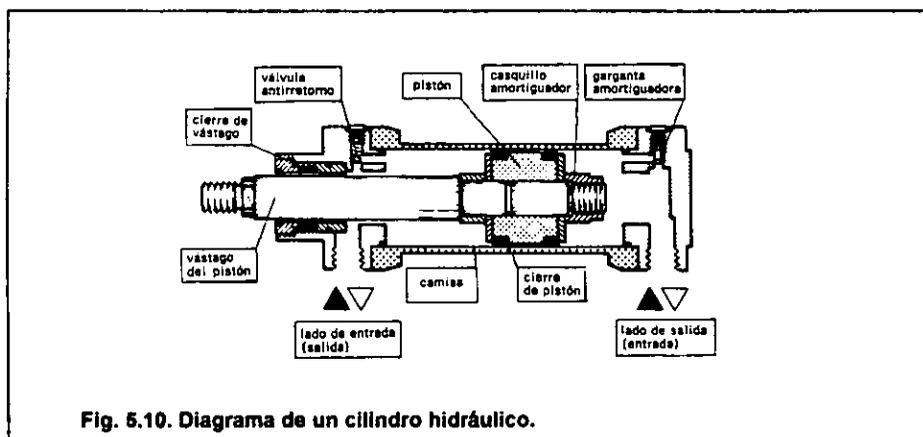


Fig. 5.10. Diagrama de un cilindro hidráulico.

**CAPITULO VI. ANALISIS NUMERICO Y
MEMORIA DE CALCULO.**

6.1. Programa de cálculo.

6.2. Resultados.

6.1. PROGRAMA DE CALCULO.

A continuación se presenta el algoritmo diseñado para cuantificar los requerimientos de diseño de los elementos mecánicos antes descritos. Es necesario mencionar que debido a la utilización de información comercial tabulada, se requirió el manejo de diferentes unidades para acoplar el cálculo a los parámetros utilizados en la industria.

```
0001 CLS
0010 REM *****
0020 REM *** CONDICIONES DE CARGA Y DISEÑO *****
0030 REM *****
0040 PRINT "MASA TOTAL DEL CONTENEDOR:"
0050 INPUT MASA
0060 LET CARGA=MASA*9.81
0070 REM *** DISTRIBUCION DE LA CARGA SOBRE LOS RODILLOS *****
0080 PRINT "FACTOR DE SEGURIDAD:"
0090 INPUT FS
0100 PRINT "ESFUERZO PERMISIBLE DEL MATERIAL:"
0110 INPUT FLU
0120 LET LIM=FLU/FS
0130 REM * CARGA EN LA PLATAFORMA *****
0140 REM * CARGA DEBIDA A LOS EQUIPOS AUXILIARES *****
0150 REM *** DISTRIBUIDA EN 88 RODILLOS DE CARGA *****
0160 PRINT "CUAL ES LA MASA DE LOS EQUIPOS AUXILIARES"
0170 INPUT MAUX
0180 LET A1=(MAUX/88)*9.81
0190 REM *****
0200 REM ***** VIGA 1A *****
0210 REM *****
0220 REM *** REACCION EN LOS APOYOS *****
0230 REM * CARGA DEBIDA A LOS APOYOS DE LOS RODILLOS DE CARGA *****
0240 LET B1=CARGA/88
0250 LET C1=A1+B1
0260 LET R1A=(3*C1)/2
0270 REM *** MOMENTO FLECTOR MAXIMO DEBIDO A TRES *****
0280 REM *** CARGAS EQUIDISTANTES EN UNA LONG. DE 80 CM *****
0290 LET M1A=(5*C1*0.80)/16
0300 REM *** MODULO DE SECCION NECESARIO *****
0310 LET S1A=M1A/LIM
0320 PRINT "MODULO DE SECCION 1A: "; S1A; "CM CUBICOS"
0330 REM *** REGISTRAR CARGA DEBIDA A VIGA 1A *****
0340 PRINT "CUAL ES LA MASA DE LA VIGA 1A"
0350 INPUT W1A
0360 LET D1=W1A*4.8*9.81
```

```

0370 REM *****
0380 REM ***** VIGA 2A *****
0390 REM *****
0400 REM *** REACCION EN LOS APOYOS *****
0410 REM *** CARGAS DEBIDAS A LOS APOYOS DE LAS VIGAS 1A *****
0420 LET E1=R1A+(D1/7)
0430 LET R2A=(3*E1)/2
0440 REM *** MOMENTO FLECTOR MAXIMO DEBIDO A TRES *****
0450 REM *** CARGAS EQUIDISTANTES EN UNA LONG DE 160 CM *****
0460 LET M2A=(5*E1*1.6)/16
0470 REM *** MODULO DE SECCION NECESARIO *****
0480 LET S2A=M2A/LIM
0490 PRINT "MODULO DE SECCION 2A: "; S2A; "CM CUBICOS"
0500 REM *** REGISTRAR CARGA DEBIDA A LA VIGA 2A *****
0510 PRINT "CUAL ES LA MASA DE LA VIGA 2A"
0520 INPUT W2A
0530 LET F1=W2A*1.6*9.81
0540 REM *****
0550 REM ***** VIGA 3A *****
0560 REM *****
0570 REM *** CARGA DEBIDA LA VIGA 1A Y RODILLOS CORRESPONDIENTES ***
0580 LET G1=(C1/2)+(D1/7)
0590 REM *** REACCION EN EL APOYO *****
0600 LET R3A=G1
0610 REM *** MOMENTO FLECTOR MAXIMO DEBIDO A UNA *****
0620 REM *** CARGA APLICADA A 40 CM DEL APOYO *****
0630 LET M3A=G1*0.40
0640 REM *** MODULO DE SECCION NECESARIO *****
0650 LET S3A=M3A/LIM
0660 PRINT "MODULO DE SECCION 3A: "; S3A; "CM CUBICOS"
0670 REM *** REGISTRAR CARGA DEBIDA A LA VIGA 3A *****
0680 PRINT "CUAL ES LA MASA DE LA VIGA 3A"
0690 INPUT W3A
0700 LET H1=W3A*0.40*9.81
0710 REM *****
0720 REM ***** VIGA 4A *****
0730 REM *****
0740 REM *** CARGA DEBIDA A LAS VIGAS Y EQ. AUX *****
0750 LET I1=R2A+R3A+(F1/2)+H1
0760 REM *** REACCIONES EN LOS APOYOS *****
0770 LET R4A=(5*I1)/2
0780 REM *** MOMENTO MAXIMO DEBIDO A CINCO CARGAS *****
0790 REM *** EQUIDISTANTES EN UNA LONG DE 480 CM *****
0800 LET M4A=(35*I1*4.8)/72
0810 REM *** MODULO DE SECCION NECESARIO *****
0820 LET S4A=M4A/LIM
0830 PRINT "MODULO DE SECCION 4A: "; S4A; "CM CUBICOS"
0840 REM *** REGISTRAR CARGA DEBIDA A LA VIGA 4A *****
0850 PRINT "CUAL ES LA MASA DE LA VIGA 4A"
0860 INPUT W4A
0870 LET J1=W4A*4.80*9.81
0880 REM *****
0890 REM ***** VIGA 5A *****
0900 REM *****
0910 REM *** CARGA DEBIDA A LAS VIGAS Y EQ. AUX. *****
0920 LET K1=R4A+(J1/2)
0930 REM *** REACCION EN EL APOYO *****

```

```

0940 LET R5A=K1
0950 REM *** MOMENTO FLECTOR MAXIMO DEBIDO A UNA *****
0960 REM *** CARGA APLICADA A 40 CM DEL APOYO *****
0970 LET M5A=K1*0.40
0980 REM *** MODULO DE SECCION NECESARIO *****
0990 LET S5A=M5A/LIM
1000 PRINT "MODULO DE SECCION 5A: "; S5A; "CM CUBICOS"
1010 REM *** REGISTRAR CARGA DEBIDA A LA VIGA 5A *****
1020 PRINT "CUAL ES LA MASA DE LA VIGA 5A"
1030 INPUT W5A
1040 LET L1=W5A*2.40*9.81
1050 REM *****
1060 REM *** CALCULO DE LAS TIJERAS DE ELEVACION DEL PUENTE *****
1070 REM *** CALCULO COMO VIGA *****
1080 REM *****
1090 REM *** REACCION EN LOS APOYOS *****
1100 LET AT1=K1+(L1/2)
1110 LET RAT1=(AT1*2.4)/4.8
1120 LET RBT1=(AT1*7.2)/4.8
1130 REM *** MOMENTO FLECTOR DEBIDO A LOS APOYOS DE LA PLATAFORMA ***
1140 LET MAT1=AT1*2.4
1150 REM *** MODULO DE SECCION NECESARIO *****
1160 LET SAT1=MAT1/LIM
1170 PRINT "MODULO DE SECCION TIJERA: "; SAT1; "CM CUBICOS"
1180 REM *** CALCULO COMO COLUMNA *****
1190 REM *****
1200 PRINT "CUAL ES EL RADIO DE GIRO"
1210 INPUT BT1
1220 LET CT1=(4.80/BT1)^2
1230 LET ECRIT3=((275000000*CT1)/39.478)
1240 LET ECRIT4=ECRIT3/200000000000
1250 LET ECRIT2=1-ECRIT4
1260 LET ECRIT1=275000000*0.00138*ECRIT2
1270 PRINT "CARGA CRITICA: "; ECRIT1; "N"
1280 REM *** REGISTRAR CARGA DEBIDA A LA TIJERA DE LA PLATAFORMA ****
1290 PRINT "CUAL ES LA MASA DE LA TIJERA"
1300 INPUT WAT1
1310 LET PESOT1=(WAT1*4.8)*9.81
1320 CLS
1330 REM
1340 REM *****
1350 REM **** PUENTE *****
1360 REM *** CARGA DEBIDA A LOS EQUIPOS AUXILIARES CADENAS *****
1370 REM *** TRANSPORTADORAS Y RODILLOS, DISTRIBUIDOS EN 96 *****
1380 REM *** RODILLOS DE CARGA *****
1390 PRINT "MASA DE LOS EQUIPOS AUXILIARES"
1400 INPUT MAUX2
1410 LET A2=(MAUX2/96)*9.81
1420 REM *****
1430 REM ***** VIGA 1B *****
1440 REM *****
1450 REM *** REACCION EN LOS APOYOS *****
1460 REM *** DISTRIB DE CARGA SOBRE 96 RODILLOS DE CARGA *****
1470 LET B2=CARGA/96
1480 LET C2=A2+B2
1490 LET R1B=(3*C2)/2
1500 REM *** MOMENTO FLECTOR MAXIMO DEBIDO A TRES *****

```

```

1510 REM *** CARGAS EQUIDISTANTES EN UNA LONG. DE 80 CM *****
1520 LET M1B=(5*C2*0.80)/16
1530 REM *** MODULO DE SECCION NECESARIO *****
1540 LET S1B=M1B/LIM
1550 PRINT "MODULO DE SECCION 1B:"; S1B; "CM CUBICOS"
1560 REM *** REGISTRAR CARGA DEBIDA A VIGA 1B *****
1570 PRINT "CUAL ES LA MASA DE LA VIGA 1B"
1580 INPUT W1B
1590 LET D2=W1B*3.2*9.81
1600 REM *****
1610 REM ***** VIGA 2B *****
1620 REM *****
1630 REM *** REACCION EN LOS APOYOS *****
1640 LET E2=R1B+(D2/5)
1650 LET R2B=(5*E2)/2
1660 REM *** MOMENTO FLECTOR MAXIMO DEBIDO A TRES *****
1670 REM *** CARGAS EQUIDISTANTES, APLICADAS EN *****
1680 REM *** UNA LONGITUD DE 240 CM *****
1690 LET M2B=(35*E2*2.4)/72
1700 REM *** MODULO DE SECCION NECESARIO *****
1710 LET S2B=M2B/LIM
1720 PRINT "MODULO DE SECCION 2B:"; S2B; "CM CUBICOS"
1730 REM *** REGISTRAR CARGA DEBIDA A LA VIGA 2B *****
1740 PRINT "CUAL ES LA MASA DE LA VIGA 2B"
1750 INPUT W2B
1760 LET F2=W2B*2.4*9.81
1770 REM *****
1780 REM ***** VIGA 3B *****
1790 REM *****
1800 REM *** REACCION EN EL APOYO *****
1810 LET G2=R1B+(D2/5)
1820 LET R3B=(5*G2)/2
1830 REM *** MOMENTO FLECTOR MAXIMO DEBIDO A TRES *****
1840 REM *** CARGAS EQUIDISTANTES, APLICADAS EN *****
1850 REM *** UNA LONGITUD DE 240 CM *****
1860 LET M3B=(35*G2*2.4)/72
1870 REM *** MODULO DE SECCION NECESARIO *****
1880 LET S3B=M3B/LIM
1890 PRINT "MODULO DE SECCION 3B:"; S3B; "CM CUBICOS"
1900 REM *** REGISTRAR CARGA DEBIDA A LA VIGA 3B *****
1910 PRINT "CUAL ES LA MASA DE LA VIGA 3B"
1920 INPUT W3B
1930 LET H2=W3B*2.4*9.81
1940 REM *****
1950 REM ***** VIGA 4B *****
1960 REM *****
1970 REM *** CARGA DEBIDA A LAS VIGAS Y EQ. AUX *****
1980 LET I2=R2B+(F2/2)
1990 REM *** REACCIONES EN LOS APOYOS *****
2000 LET R4B=(3*I2)/2
2010 REM *** MOMENTO MAXIMO DEBIDO A TRES CARGAS *****
2020 REM *** EQUIDISTANTES, APLICADAS EN UNA *****
2030 REM *** LONGITUD DE 320 CM *****
2040 LET M4B=(5*I2*3.2)/16
2050 REM *** MODULO DE SECCION NECESARIO *****
2060 LET S4B=M4B/LIM
2070 PRINT "MODULO DE SECCION 4B:"; S4B; "CM CUBICOS"

```

```

2080 REM *** REGISTRAR CARGA DEBIDA A LA VIGA 4B *****
2090 PRINT "CUAL ES LA MASA DE LA VIGA 4B"
2100 INPUT W4B
2110 LET J2=W4B*3.20*9.81
2120 REM *****
2130 REM ***** VIGA 5B *****
2140 REM *****
2150 REM *** CARGA DEBIDA A LOS EQ. AUX *****
2160 REM *** REACCIONES EN LOS APOYOS *****
2170 LET K2=((I2*5)+H2)/2.40
2180 LET R5B=(K2*2.40)/2
2190 REM *** MOMENTO FLECTOR MAXIMO DEBIDO A UNA CARGA *****
2200 REM *** UNIFORMEMENTE DISTRIBUIDA EN UNA LONG. DE 240CM *****
2210 LET M5B=(K2*0.0576)/2
2220 REM *** MODULO DE SECCION NECESARIO *****
2230 LET S5B=M5B/LIM
2240 PRINT "MODULO DE SECCION 5B: "; S5B; "CM CUBICOS"
2250 REM *** REGISTRAR CARGA DE LA VIGA 5B *****
2260 PRINT "CUAL ES LA MASA DE LA VIGA 5B"
2270 INPUT W5B
2280 LET L2=(W5B*2.40)*9.81
2290 REM *****
2300 REM ***** VIGA 1D *****
2310 REM *** CARGA DEBIDA A LA PLATAFORMA *****
2320 LET A1D=300
2330 REM *** MOMENTO FLECTOR MAXIMO DEBIDO A UNA CARGA *****
2340 REM *** APLICADAS EN UNA DISTANCIA DE 70 CM *****
2350 LET M1D=A1D*0.70
2360 REM *** MODULO DE SECCION NECESARIO *****
2370 LET S1D=M1D/LIM
2380 PRINT "MODULO DE SECCION 1D: "; S1D; "CM CUBICOS"
2390 REM *** REGISTRAR CARGA DEBIDA A LA VIGA 1D *****
2400 PRINT "CUAL ES LA MASA DE LA VIGA 1D"
2410 INPUT W1D
2420 LET A4=W1D*0.7*9.81
2430 REM *****
2440 REM ***** VIGA 2D *****
2450 REM *** CARGA DEBIDA A LA PLATAFORMA *****
2460 LET A2D=300
2470 REM *** MOMENTO FLECTOR MAXIMO DEBIDO A UNA CARGA *****
2480 REM *** APLICADAS EN UNA DISTANCIA DE 120 CM *****
2490 LET M2D=A2D*1.20
2500 REM *** MODULO DE SECCION NECESARIO *****
2510 LET S2D=M2D/LIM
2520 PRINT "MODULO DE SECCION 2D: "; S2D; "CM CUBICOS"
2530 REM *** REGISTRAR CARGA DEBIDA A LA VIGA 2D *****
2540 PRINT "CUAL ES LA MASA DE LA VIGA 1D"
2550 INPUT W2D
2560 LET B4=WBD*0.7*9.81
2570 REM *****
2580 REM *** CALCULO DE LAS TIJERAS DE ELEVACION DEL PUENTE *****
2590 REM *** CALCULO COMO VIGA *****
2600 REM *****
2610 REM *** REACCION EN LOS APOYOS *****
2620 LET AT2=R5B+(N2/2)
2630 LET RAT2=(AT2*1.6)/3.2
2640 LET RBT2=(AT2*4.8)/3.2

```

```

2650 REM *** MOMENTO FLECTOR DEBIDO A LOS APOYOS DE LA PLATAFORMA ***
2660 LET MAT2=AT2*1.6
2670 REM *** MODULO DE SECCION NECESARIO *****
2680 LET SAT2=MAT2/LIM
2690 PRINT "MODULO DE SECCION TIJERA:"; SAT2; "CM CUBICOS"
2700 REM *** CALCULO COMO CULUMNA *****
2710 REM *****
2720 PRINT "CUAL ES EL RADIO DE GIRO"
2730 INPUT BT2
2740 LET CT2=(3.20/BT2)^2
2750 LET ECRIT7=((275000000*C12)/39.478)
2760 LET ECRIT8=ECRIT7/200000000000
2770 LET ECRIT6=1-ECRIT8
2780 LET ECRIT5=275000000*0.00138*ECRIT6
2790 PRINT "CARGA CRITICA:"; ECRIT5; "N"
2800 REM *** REGISTRAR CARGA DEBIDA A LA TIJERA DE LA PLATAFORMA ****
2810 PRINT "CUAL ES LA MASA DE LA TIJERA"
2820 INPUT WAT2
2830 LET PESOT2=(WAT2*3.2)*9.81
2840 CLS
2850 REM **** CHASIS *****
2860 PRINT "MASA DEL MOTOR"
2870 INPUT MOT
2880 LET A3=MOT*9.81
2890 PRINT "CUAL ES LA MASA DE LOS EQUIPOS AUXILIARES"
2900 INPUT MAUX3
2910 LET B3=MAUX3*9.81
2920 REM ***** VIGA 1C *****
2930 REM *****
2940 REM *** CARGA DEBIDA A LOS APOYOS DEL PUENTE *****
2950 LET C3=RBT1+PESOT2
2960 LET RIC=C3
2970 REM *** MOMENTO FLECTOR MAXIMO DEBIDO A DOS *****
2980 REM *** CARGAS APLICADAS A UNA DIST DE 20 CM DE LOS EXTREMOS ***
2990 LET M1C=((C3*0.20)*(2.40-0.20))/2.40
3000 REM *** MODULO DE SECCION NECESARIO *****
3010 LET S1C=M1C/LIM
3020 PRINT "MODULO DE SECCION 1C:"; S1C; "CM CUBICOS"
3030 REM *** REGISTRAR CARGA DEBIDA A VIGA 1C *****
3040 PRINT "CUAL ES LA MASA DE LA VIGA 1C"
3050 INPUT W1C
3060 LET D3=W1C*2.4*9.81
3070 REM *****
3080 REM ***** VIGA 2C *****
3090 REM *****
3100 REM *** CARGA DEBIDA AL MOTOR *****
3110 LET E3=A3/4
3120 LET R2C=E3
3130 REM *** MOMENTO FLECTOR MAXIMO DEBIDO AL DOS *****
3140 REM *** CARGAS EQUIDISTANTES, APLICADAS EN *****
3150 REM *** UNA LONGITUD DE 240 CM *****
3160 LET M2C=((E3*0.80)*(2.40-0.80))/2.40
3170 REM *** MODULO DE SECCION NECESARIO *****
3180 LET S2C=M2C/LIM
3190 PRINT "MODULO DE SECCION 2C:"; S2C; "CM CUBICOS"
3200 REM *** REGISTRAR CARGA DEBIDA A LA VIGA 2C *****
3210 PRINT "CUAL ES LA MASA DE LA VIGA 2C"

```

```

3220 INPUT W2C
3230 LET F3=W2C*0.4*9.81
3240 REM *****
3250 REM ***** VIGA 3C *****
3260 REM *****
3270 REM *** CARGA DEBIDA AL PUENTE *****
3280 REM LET G3=R1C+D3
3290 LET G3=((D2+F2+H2+J2+L2+N2)+(MAUX*9.81))/4
3300 REM *** MOMENTO FLECTOR MAXIMO DEBIDO A DOS *****
3310 REM *** CARGAS EQUIDISTANTES, APLICADAS EN A UNA *****
3320 REM *** DISTANCIA DE 80 CM *****
3330 LET M3C=G3*0.80
3340 REM *** MODULO DE SECCION NECESARIO *****
3350 LET S3C=M3C/LIM
3360 PRINT "MODULO DE SECCION 3C:"; S3C; "CM CUBICOS"
3370 REM *** REGISTRAR CARGA DEBIDA A LA VIGA 3C *****
3380 PRINT "CUAL ES LA MASA DE LA VIGA 3C"
3390 INPUT W3C
3400 LET H3=((W3C*2.4)/2)*9.81
3410 REM *****
3420 REM ***** VIGA 4C *****
3430 REM *****
3440 REM *** CARGA DEBIDA AL PUENTE Y EQ. AUX *****
3450 LET I3=B3
3460 REM *** REACCIONES EN LOS APOYOS *****
3470 LET R4C=I3
3480 REM *** MOMENTO MAXIMO DEBIDO A TRES CARGAS *****
3490 REM *** EQUIDISTANTES, APLICADAS EN UNA *****
3500 REM *** LONGITUD DE 60 CM *****
3510 LET M4C=I3*0.60
3520 REM *** MODULO DE SECCION NECESARIO *****
3530 LET S4C=M4C/LIM
3540 PRINT "MODULO DE SECCION 4C:"; S4C; "CM CUBICOS"
3550 REM *** REGISTRAR CARGA DEBIDA A LA VIGA 4C *****
3560 PRINT "CUAL ES LA MASA DE LA VIGA 4C"
3570 INPUT W4C
3580 LET J3=W4C*2.4*9.81
3590 REM *****
3600 REM ***** VIGA 5C *****
3610 REM *****
3620 REM *** CARGA DEBIDA A LOS APOYOS DE LA PLATAFORMA *****
3630 REM *** REACCIONES EN LOS APOYOS *****
3640 LET K3=RBT2+PESOT2
3650 LET R5C=K3
3660 REM *** MOMENTO FLECTOR MAXIMO DEBIDO A DOS CARGAS *****
3670 REM *** APLICADAS A 40 CM DE LOS EXTREMOS *****
3680 LET M5C=K3*0.40
3690 REM *** MODULO DE SECCION NECESARIO *****
3700 LET S5C=M5C/LIM
3710 PRINT "MODULO DE SECCION 5C:"; S5C; "CM CUBICOS"
3720 REM *** REGISTRAR CARGA DE LA VIGA 5C *****
3730 PRINT "CUAL ES LA MASA DE LA VIGA 5C"
3740 INPUT W5C
3750 LET L3=(W5C*2.40)*9.81
3760 REM *****
3770 REM ***** VIGA 6C *****
3780 REM *****

```

```

3790 REM *** CARGA DEBIDA A LOS APOYOS DEL PUENTE *****
3800 REM *****
3810 LET M3=R1C
3820 REM *** MOMENTO FLECTOR MAXIMO DEBIDO A UNA CARGA *****
3830 REM *** APLICADA A 80 CM DEL APOYO *****
3840 LET M6C=M3*0.80
3850 REM *** MODULO DE SECCION NECESARIO *****
3860 LET S6C=M6C/LIM
3870 PRINT "MODULO DE SECCION 6C:"; S6C; "CM CUBICOS"
3880 REM *** REGISTRAR CARGA DE LA VIGA 6C *****
3890 PRINT "CUAL ES LA MASA DE LA VIGA 6C"
3900 INPUT W6C
3910 LET N3=W6C*3.20*9.81
3920 REM *****
3930 REM ***** VIGA 7C *****
3940 REM *****
3950 REM *** CARGA DEBIDA A LOS APOYOS DE TODO EL EQUIPO *****
3960 LET O3=R3C+(A3+B3/2)
3970 LET R7C=2*O3
3980 REM *** MOMENTO FLECTOR MAXIMO DEBIDO A DOS *****
3990 REM *** CARGAS APLICADAS A UNA DIST DE 120 CM DE LOS EXTREMOS **
4000 LET M7C=(O3*1.20)/2
4010 REM *** MODULO DE SECCION NECESARIO *****
4020 LET S7C=M7C/LIM
4030 PRINT "MODULO DE SECCION 7C:"; S7C; "CM CUBICOS"
4040 REM *** REGISTRAR CARGA DEBIDA A VIGA 7C *****
4050 PRINT "CUAL ES LA MASA DE LA VIGA 7C"
4060 INPUT W7C
4070 LET P3=W1C*2.4*9.81
4080 REM *****
4090 REM ***** VIGA 8C *****
4100 REM *****
4110 REM *** CARGA DEBIDA AL PESO DEL PUENTE *****
4120 LET Q3=R1C
4130 LET R8C=QA
4140 REM *** MOMENTO FLECTOR MAXIMO DEBIDO A UNA *****
4150 REM *** CARGA, APLICADAS EN *****
4160 REM *** UNA LONGITUD DE 40 CM *****
4170 LET M8C=Q3*0.40
4180 REM *** MODULO DE SECCION NECESARIO *****
4190 LET S8C=M8C/LIM
4200 PRINT "MODULO DE SECCION 8C:"; S8C; "CM CUBICOS"
4210 REM *** REGISTRAR CARGA DEBIDA A LA VIGA 8C *****
4220 PRINT "CUAL ES LA MASA DE LA VIGA 8C"
4230 INPUT W8C
4240 LET R3=W8C*0.4*9.81
4250 REM *****
4260 REM ***** VIGA 9C *****
4270 REM *****
4280 REM *** CARGA DEBIDA AL PUENTE *****
4290 LET S3=RBT1+PESOT1
4300 REM *** MOMENTO FLECTOR MAXIMO DEBIDO A DOS *****
4310 REM *** CARGAS EQUIDISTANTES, APLICADAS EN A UNA *****
4320 REM *** DISTANCIA DE 80 CM *****
4330 LET M9C=S3*0.80
4340 REM *** MODULO DE SECCION NECESARIO *****
4350 LET S9C=M9C/LIM

```

```

4360 PRINT "MODULO DE SECCION 9C:"; S9C; "CM CUBICOS"
4370 REM *** REGISTRAR CARGA DEBIDA A LA VIGA 9C *****
4380 PRINT "CUAL ES LA MASA DE LA VIGA 9C"
4390 INPUT W3C
4400 LET T3=W3C*2.4*9.81
4410 REM
4420 REM *****
4430 REM ***** PASADORES *****
4440 REM **** PLATAFORMA *****
4450 REM *****
4460 REM *** ESFUERZO CORTANTE *****
4470 LET FV1=RAT1
4480 REM *** AREA NECESARIA *****
4490 LET AREAP1=FV1/LIM
4500 PRINT "AREA REQUERIDA DEL PASADOR 1:"; AREAP1; " CM CUADRADOS"
4510 REM *****
4520 REM **** PUENTE *****
4530 LET FV2=RAT2
4540 LET AREAP2=FV2/LIM
4550 PRINT "AREA REQUERIDA DEL PASADOR 2:"; AREAP2; "CM CUADRADOS"
4560 REM ***** TENSORES *****
4570 REM *****
4580 REM *** ESFUERZO A TRACCION - COMPRESION *****
4590 REM *** PLATAFORMA *****
4600 LET FT1=RAT1
4610 REM *** AREA NECESARIA *****
4620 LET AREAT1=RAT1/LIM
4630 PRINT "AREA REQUERIDA DEL TENSOR 1:"; AREAT1; "CM CUADRADOS"
4640 REM *** PUENTE *****
4650 LET FT2=RAT2
4660 LET AREAT2=RAT2/LIM
4670 PRINT "AREA REQUERIDA DEL TENSOR 2:"; AREAT2; "CM CUADRADOS"
4680 REM *****
4690 REM ***** RIELES *****
4700 REM *****
4710 REM *** REACCION EN EL APOYO *****
4720 LET WRL=(RBT1+PESOT1)/0.10
4730 REM *** MOMENTO FLECTOR MAXIMO DEBIDO A UNA *****
4740 REM *** CARGA UNIFORMEMNTE DISTRIBUIDA EN *****
4750 REM *** UNA LONGITUD DE 10 CM *****
4760 LET MRIEL=(WRL*0.010)/2
4770 REM *** MODULO DE SECCION NECESARIO *****
4780 LET SRIEL=MRIEL/LIM
4790 PRINT "MODULO DE SECCION RIEL:"; SRIEL; "CM CUBICOS"
4800 REM END
5000 CLS
5010 REM *****
5020 REM *** CALCULO DE LOS EQUIPOS AUXILIARES *****
5030 REM *****
5040 PRINT "EQUIPOS AUXILIARES"
5050 REM *****
5060 REM ***CALCULO DE LOS RODILLOS DE CARGA *****
5070 REM *****
5080 PRINT " RODILLOS DE CARGA"
5090 LET CAR=CARGA/88
5100 LET RA= CAR/2
5110 LET MMAX=CAR/8

```

```

5120 LET MSEC=MMAX/LIM
5130 PRINT "EL MODULO DE SECC. REQUERIDO ES: "; MSEC; "MM CUBICOS"
5140 PRINT "CUAL ES LA MASA DE LOS RODILLOS (13.6 KG/MT)"
5150 INPUT ROD
5160 LET RODILLO=ROD*0.3*9.81
5170 REM *****
5180 REM **** EJE DEL RODILLO *****
5190 REM *****
5200 LET P=CAR+RODILLO
5210 LET REJE=P
5220 LET MEJE=P*0.050
5230 LET SEJE=MEJE/LIM
5240 PRINT "EL MODULO DE SECC. REQ. DEL EJE ES: "; SEJE; "MM CUBICOS"
5250 REM *****
5260 REM *** SOPORTE DEL EJE *****
5270 REM *****
5280 LET AREA=CAR/LIM
5290 PRINT "EL AREA DE LOS SOPORTES DEBE SER: "; AREA; "MM CUAD"
5300 REM *****
5310 REM **** RODAMIENTOS *****
5320 REM *****
5330 LET RODAM=10000*60*33
5340 REM **** DURACION ESTIMADA 19.8 MILLONES DE REVOLUCIONES *****
5350 LET RODA=RODAM*(RA^3)
5360 LET ROD=RODA^0.3333
5370 PRINT "LA CARGA APLICABLE SOBRE EL RODAMIENTO ES: "; ROD; "N"
5380 REM *****
5390 REM *** CALCULO DE LAS CADENAS TRANSPORTADORAS *****
5400 REM *****
5410 PRINT "CUAL ES LA VELOCIDAD DE LA CADENA (0.3 M/S)"
5420 INPUT V
5430 PRINT "CUAL ES LA LONG. DE LA CADENA C.A.C."
5440 PRINT "DE LA PLATAFORMA (4.6 MT)"
5450 INPUT L1
5460 PRINT "CUAL ES EL COEF. DE FRICCION (0.12 TABLA 4.1)"
5470 INPUT C
5480 LET W=(400*9.81)/2
5490 LET W1=W/L1
5500 LET M=(6800*9.81)/2
5510 LET M1=M/L1
5520 LET P1=L1*C*((2.2*W1)+M1)
5530 LET POT1=(P1*V)/1000
5540 PRINT "POT. CADENA PLATAFORMA = "; POT1; "Kw"
5550 PRINT "CUAL ES LA LONG. DE LA CADENA C.A.C."
5560 PRINT "DEL PUENTE (3.0 MT)"
5570 INPUT L2
5580 LET W2=W/L2
5590 LET M2=M/L2
5600 LET P2=L2*C*((2.2*W2)+M2)
5610 LET POT2=(P2*V)/1000
5620 PRINT "POT. CADENA PUENTE = "; POT2; "Kw"
5630 REM *****
5640 REM *** CALCULO DE LAS CADENAS DE TRANSMISION *****
5650 REM *****
5660 PRINT "CUAL ES EL FACTOR DE SERVICIO (1.2 TABLA 4.4)"
5670 INPUT FS
5680 LET TEQ1 = P1*FS

```

```

5690 PRINT "LA TENSION EQ. EN LA PLATAFORMA ES DE "; TEQ1; "N"
5700 LET TEQ2 = P2*FS
5710 PRINT "LA TENSION EQ. EN EL PUENTE ES DE "; TEQ2; "N"
5720 REM *****
5730 REM *** CALCULO CADENA ELEVACION *****
5740 REM *****
5750 LET TE5=(800*9.81)/2
5760 PRINT "CUAL ES EL FACTOR DE SERVICIO"
5770 INPUT FSERV
5780 PRINT "CUAL ES EL FACTOR DE TENSION"
5790 INPUT FT
5800 LET TE6=TE5*FSERV*FT
5810 PRINT "ESFUERZO QUE DEBE SOPORTAR LA CADENA:"; TE5; "N"
5820 REM *****
5830 REM *** CALCULO DE LOS EJES CADENAS TRANSPORTADORAS *****
5840 REM *****
5850 LET PO1=(9550000*POT1)/45
5860 LET PO2=(9550000*POT2)/45
5870 LET DIAM1=(5.1*PO1/28)^0.333
5880 PRINT "EL DIAMETRO DEL EJE DEBE SER MINIMO:"; DIAM1; "MM"
5890 LET DIAM2=(5.1*PO2/28)^0.333
5900 PRINT "EL DIAMETRO DEL EJE DEBE SER MINIMO:"; DIAM2; "MM"
5910 REM *****
5920 REM *** CALCULO DEL EJE PPAL. DE LAS CADENAS TRANSP *****
5930 REM *****
5940 LET DIAM3=(5.1*2*PO1/28)^0.333
5950 PRINT "EL DIAMETRO DEL EJE DEBE SER MINIMO:"; DIAM3; "MM"
5960 LET DIAM4=(5.1*2*PO2/28)^0.333
5970 PRINT "EL DIAMETRO DEL EJE DEBE SER MINIMO:"; DIAM4; "MM"
5980 REM *****
5990 REM *** CALCULO DE LOS SISTEMAS DE SEGURIDAD *****
6000 REM *****
6010 PRINT "SISTEMAS DE SUGURIDAD"
6020 LET SSEG=(CAR/5)*0.3/0.1
6030 LET MIDI=SSEG*0.20/2
6040 PRINT "EL MODULO DE SECCION MINIMO ES:"; MIDI; "MM CUBICOS"
6050 END

```

6.2. RESULTADOS DEL PROGRAMA.

- Cálculo de la estructura de la plataforma.

- ¿ Masa total del contenedor ? : 6,800 kg
- ¿ Factor de seguridad ? : 4
- ¿ Esfuerzo permisible del material ? : 172.4 MN / m²
- ¿ Cual es la masa de los equipos auxiliares ? : 900 kg
- R: El módulo de sección 1A : 4.98 cm³**
- ¿ Cual es la masa de la viga 1A ? : 7.4 kg/m
- R: El módulo de sección 2A : 15.52 cm³**
- ¿ Cual es la masa de la viga 2A ? : 8.9 kg/m
- R: El módulo de sección 3A : 4.45 cm³**
- ¿ Cual es la masa de la viga 3A ? : 7.4 kg/m
- R: El módulo de sección 4A : 139.89 cm³**
- ¿ Cual es la masa de la viga 4A ? : 22.2 kg/m
- R: El módulo de sección 5A : 64.80 cm³**
- ¿ Cual es la masa de la viga 5A ? : 22.2 kg/m
- R: El módulo de sección de la tijera: 403.36 cm³**
- ¿ Cual es el radio de giro ? : 0.07 m
- R: La carga crítica de la tijera es: 317,349.4 N**
- ¿ Cual es la masa de la tijera ? : 75.5 kg/m
- R: El área requerida del pasador es : 23.4 cm²**
- R: El área requerida del tensor es : 15.40 cm²**
- R: El módulo de sección del riel es : 15.12 cm³**

- Cálculo de la estructura del puente.

- ¿ Cual es la masa de los equipos auxiliares ? : 960 kg
- R: El módulo de sección 1B : 4.60 cm³**
- ¿ Cual es la masa de la viga 1B ? : 7.4 kg/m
- R: El módulo de sección 2B : 33.46 cm³**
- ¿ Cual es la masa de la viga 2B ? : 8.9 kg/m
- R: El módulo de sección 3B : 33.46 cm³**
- ¿ Cual es la masa de la viga 3B ? : 33.3 kg/m
- R: El módulo de sección 4B : 74.13 cm³**
- ¿ Cual es la masa de la viga 4B ? : 33.3 kg/m
- R: El módulo de sección 5B : 4.66 cm³**
- ¿ Cual es la masa de la viga 5B ? : 33.3 kg/m
- R: El módulo de sección 1D : 4.88 cm³**
- ¿ Cual es la masa de la viga 1D ? : 8.4 kg/m
- R: El módulo de sección 2D : 8.36 cm³**
- ¿ Cual es la masa de la viga 2D ? : 8.4 kg/m
- R: El módulo de sección de la tijera : 311.04 N**
- ¿ Cual es el radio de giro ? : 0.07 m
- R: La carga crítica de la tijera es : 379,500 N**
- ¿ Cual es la masa de la tijera ? : 68.8 kg/m

- R: El área requerida del pasador es : 19.3 cm^2
 R: El área requerida del tensor es : 15.40 cm^2
 R: El módulo de sección del riel es : 15.12 cm^3

- Cálculo de la estructura del chasis.

- ¿ Cual es la masa del motor ? : 1,000 kg
 ¿ Cual es la masa de los equipos auxiliares ? : 1,000 kg
 R: El módulo de sección 1C : 55.41 cm^3
 ¿ Cual es la masa de la viga 1C ? : 17.9 kg/m
 R: El módulo de sección 2C : 30.35 cm^3
 ¿ Cual es la masa de la viga 2C ? : 8.1 kg/m
 R: El módulo de sección 3C : 55.15 cm^3
 ¿ Cual es la masa de la viga 3C ? : 17.9 kg/m
 R: El módulo de sección 4C : 136.57 cm^3
 ¿ Cual es la masa de la viga 4C ? : 42.4 kg/m
 R: El módulo de sección 5C : 136.69 cm^3
 ¿ Cual es la masa de la viga 5C ? : 42.4 kg/m
 R: El módulo de sección 6C : 241.77 cm^3
 ¿ Cual es la masa de la viga 6C ? : 42.4 kg/m
 R: El módulo de sección 7C : 204.85 cm^3
 ¿ Cual es la masa de la viga 7C ? : 42.4 kg/m
 R: El módulo de sección 8C : 120.89 cm^3
 ¿ Cual es la masa de la viga 8C ? : 23.3 kg/m
 R: El módulo de sección 9C : 267.67 cm^3
 ¿ Cual es la masa de la viga 9C ? : 48.5 kg/m

- Equipos auxiliares.

Rodillos de carga.

- R: El módulo de sección requerido: 2.19 cm^3
 ¿ Cual es la masa ? : 13.6 kg/m
 R: El módulo de sección requerido del eje: 0.925 mm^3
 R: El área de los soportes debe ser: 17.588 cm^2

Rodamientos.

- R: La carga sobre los rodamientos: 102,420 N

Cadenas.

- ¿ Cual es la velocidad de la cadena ? : 0.3 m/s
 ¿ Cual es la longitud de la cadena de la plataforma ? : 4.6 m
 ¿ Cual es el coeficiente de fricción (T. 4.1) ? : 0.12
 R: La potencia de la cadena de la plataforma: 1.35 Kw
 ¿ Cual es la longitud de la cadena del puente ? : 3.0 m
 R: La potencia de la cadena del puente: 1.35 Kw
 ¿ Cual es el factor de servicio (T. 4.4) ? : 1.2

R: La tensión equivalente en la cadena de la plataforma: 5,424.53 N
R: La tensión equivalente en la cadena del puente: 5,424.53 N
¿ Cual es el factor de servicio (T. 4.5) ? : 1.3
R: La tensión que soporta la cadena de elevación: 3,924 N

Ejes.

R: El diámetro mínimo de los ejes secundarios: 3.729 cm
R: El diámetro mínimo del eje principales: 4.69 cm

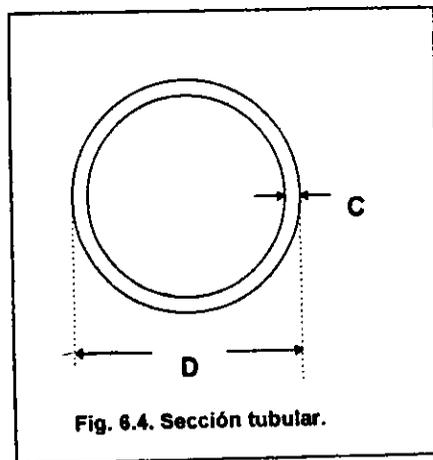
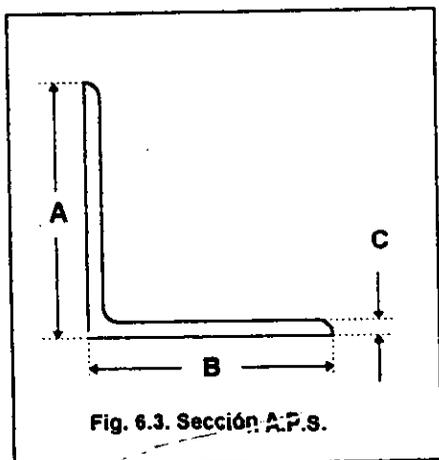
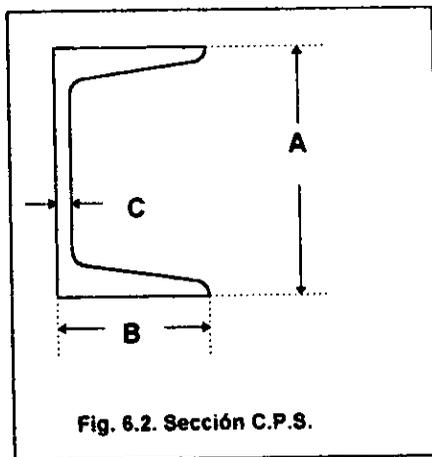
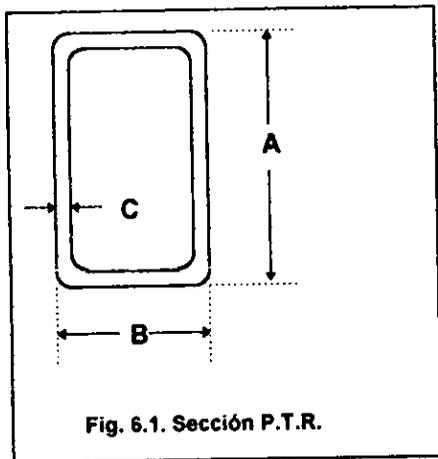
Sistema de seguridad.

R: El módulo de sección mínimo: 4.55 cm³

Con base en los resultados obtenidos en este cálculo, se recomienda el uso de secciones tipo perfil tubular rectangular (P.T.R.) (fig. 6.1), canal perfil estándar (C.P.S) (fig. 6.2), ángulo perfil estándar (A.P.S.) (fig. 6.3) y tubo de acero (fig. 6.4); según se indica el tipo y dimensiones en la tabla 6.1. En esta tabla se hace referencia de las secciones con sus características dimensionales, esto es, se muestra la altura, anchura, espesor (en milímetros), módulo de sección (en centímetros cúbicos) y su masa (en kilos por metro).

Estas vigas se seleccionan, por tener un módulo de sección mayor al requerido por el programa del anterior, y por cumplir con los requerimientos de la geometría estructural, esto es, que sean secciones adecuadas tanto para soportar las diferentes condiciones de carga, como para permitir que los diferentes componentes estructurales y los mecanismos se puedan adaptar unos con otros para permitir su correcto funcionamiento (tabla 6.1).

Estas secciones se encuentran en el mercado nacional y los fabricantes son HYLSA para las secciones PTR y Aceros Monterrey para las secciones APS, CPS, y tubería de acero.



VIGA	A	B	C	M. SECC.	PESO
1 A (PTR)	51	102	3.2	15.62	7.34
2 A (PTR)	64	64	4.8	18.70	8.82
3 A (PTR)	51	102	3.2	15.62	7.34
4 A (CPS)	152	96	5.1	142.00	22.18
5 A (CPS)	152	96	5.1	142.00	22.18
1 B (PTR)	51	102	3.2	15.62	7.34
2 B (PTR)	89	89	4.0	34.60	8.82
3 B (CPS)	152	96	5.1	142.00	33.29
4 B (CPS)	152	96	5.1	142.00	33.29
5 B (CPS)	152	96	5.1	142.00	33.29
1 C (APS)	102	102	6.0	75.50	17.81
2 C (APS)	102	102	6.0	75.50	17.81
3 C (APS)	102	102	6.0	75.50	17.81
4 C (APS)	102	102	16.0	154.00	42.31
5 C (APS)	102	102	16.0	154.00	42.31
6 C (APS)	127	127	16.0	257.40	42.31
7 C (APS)	127	127	13.0	218.90	42.31
8 C (APS)	102	102	11.0	120.00	23.24
9 C (CPS)	203	114	5.5	264.00	48.48
10 C (CPS)	203	114	5.5	264.00	48.48
11 C (APS)	102	102	6.0	75.50	19.64
1 D (PTR)	76	51	4.8	20.30	8.32
2 D (PTR)	76	51	4.8	20.30	8.32
TIJ. PLAT.	254	132	6.1	442.00	75.46
TIJ. PUENTE	254	132	6.1	442.00	68.76
PAS. PLAT.	100	100	4.8	55.36	24.36
PAS. PUEN.	100	100	4.8	55.36	24.36
TEN. PLAT.	102	102	6.0	75.50	19.64
TEN. PUEN.	102	102	6.0	75.50	19.64
RIEL	76.2	76.2	12.7	17.60	13.99

Tabla 6.1. Características de las secciones estructurales.

Con relación a las cadenas transportadoras, el algoritmo de cálculo indicó que se tiene un requerimiento de potencia de 1.36 Kw. De la tabla 4.3 se selecciona una rueda con 10 dientes, la cual tiene una capacidad de transmisión de potencia de 3.92 Kw, la cual es adecuada. El diámetro primitivo de esta rueda

es de 123.19 mm, por lo que se necesita que gire a 47 RPM para que la cadena se mueva aproximadamente a 30.5 cm/sg.

Para las cadenas de transmisión, se tiene un requerimiento de potencia de 3.2 Kw, para la cual se selecciona una rueda dentada menor con 10 dientes y una rueda dentada mayor de 32 dientes, por lo que el motor debe girar a 150 RPM.

Con relación a las cadenas de elevación, se tiene un requerimiento de carga de 3.93 KN.

Los ejes de transmisión secundarios requieren de un diámetro mínimo de 37.29 mm., los ejes principales 46.97 mientras que las chavetas deben tener una sección mínima de 11.75 mm.

Para los sistemas de las cadenas, es decir, cadenas, ruedas dentadas y flechas se tienen a Link-Belt y a Rexnord como distribuidores

Los rodillos de carga deben tener un módulo de sección mínimo de 2.20 mm³., y la tubería de acero para este fin, se puede conseguir en Aceros Monterrey.

Los rodamientos deben soportar una carga de 102,420 N., y el distribuidor en México es FAG.

Los sistemas de seguridad deben tener una módulo de sección mínima de 45.49 mm^3 , y pueden ser fabricados de sección P.T.R. de HYLSA.

La garganta de la soldadura debe ser mínimo de 8 mm., y su distribuidor en México es INFRA.

Con relación al equipo hidráulico, se puede seleccionar para este caso:

- a) Seis cilindros estabilizadores colocados de la siguiente manera: dos en los extremos posteriores de las vigas 9C, dos en los extremos anteriores de las mismas vigas y dos en los extremos de la viga 4C. Estos cilindros tienen una capacidad de carga de 49,050 N. cada uno, con un área del vástago de 31.61 cm^2 , que requieren 9.45 lt / min cada uno.
- b) Cuatro cilindros de elevación, dos para la plataforma y dos para el puente. Estos cilindros tienen una capacidad de carga de 93,100 N y 83,385 N respectivamente, con un área de vástago de 80.07 cm^2 y 62.05 cm^2 respectivamente, que requieren de 73.02 lt / min y 28.29 lt / min respectivamente.
- c) Dos motores para mover las cadenas transportadoras, uno para cada motor, con una velocidad de 150 RPM, que requieren de 40.65 lt / min cada uno.

Conforme a estos requerimientos y a la disposición de los equipos, se propone utilizar dos bombas de engranes, con capacidad de 87 lt / min y 69 lt / min, así como válvulas de control direccional, motores, cilindros, intercambiadores de calor, etc., según se muestra en la siguiente figura 6.4, y el distribuidor de estos equipos en México es Rexroth, el cual maneja todos estos equipos.

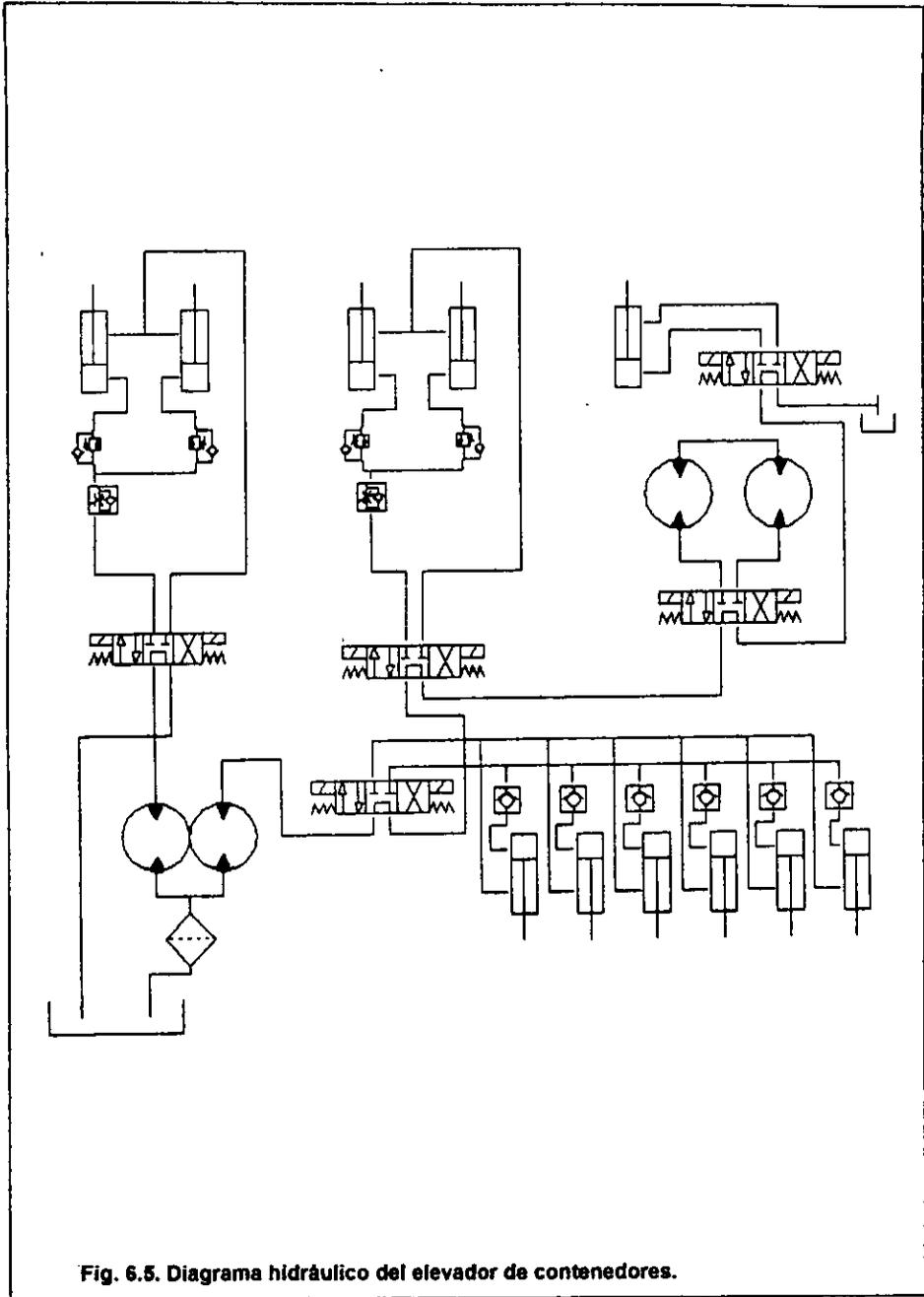


Fig. 6.5. Diagrama hidráulico del elevador de contenedores.

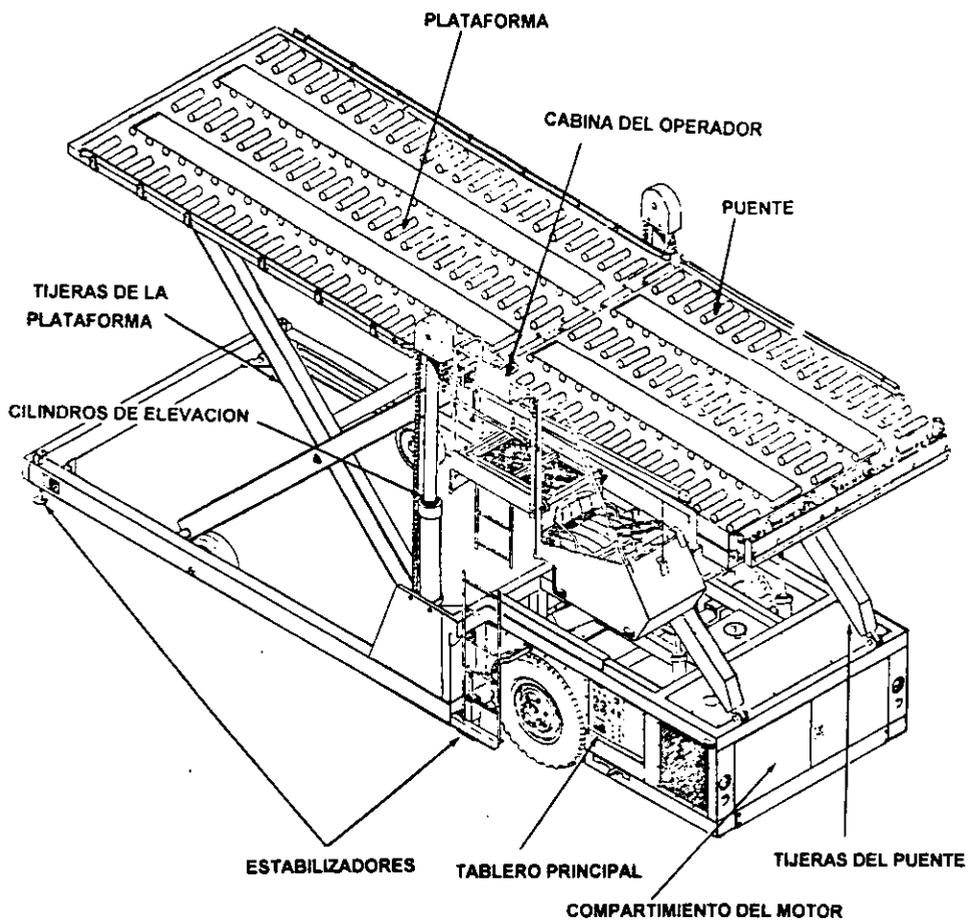


Fig. 6.6. Diagrama general del elevador de contenedores.

CAPITULO VII. CONCLUSIONES.

Después de analizar los sistemas requeridos para el diseño de un elevador de contenedores, se llega a la conclusión de que se puede diseñar un equipo similar al original y fabricarlo nacionalmente, cumpliendo con los requerimientos y limitantes impuestas por las aeronaves, pudiendo modificar este diseño original estudiado, para adecuarlo en sus componentes a los materiales y dispositivos comercialmente disponibles en el mercado nacional.

Debido a que se pueden requerir ligeras variaciones en lo referente al diseño de este elevador, se incluye un programa de cálculo, que basado en la teoría explicada en esta tesis, cuantifica los módulos de sección necesarios para las vigas, los principales elementos de los mecanismos auxiliares y del equipo hidráulico y accesorios adicionales. En este trabajo de tesis se aplica la teoría de diseño de máquinas para diseñar este elevador de contenedores, sin estar limitados a un solo tipo de material, dimensiones físicas, marca de componentes, o productos importados. Es decir, el planteamiento técnico realizado, permite modificaciones, que, sin alterar la aplicación práctica permiten cierta flexibilidad al momento de la fabricación.

Con este fin, el programa de cálculo desarrollado solicita que se le aporten parámetros o datos específicos del diseño a realizar, como son la masa del contenedor, factores de seguridad, esfuerzos del material, dimensiones, etc., variables que pueden ser modificadas según las necesidades y materiales disponibles.

Los resultados así obtenidos, se tendrán que comparar con los productos ofrecidos por los diferentes fabricantes y proveedores de materiales con el fin de adecuarlos a los requisitos específicos del diseño.

En lo referente a la estructura, geoméricamente es muy similar a la original, ya que el cálculo estructural se hace con base en las mismas cargas y dimensiones de la aplicación original, siendo la movilización del mismo tipo de contenedores la base principal del funcionamiento.

En cuanto a los mecanismos auxiliares, se calculan con base en una teoría general, de forma que los resultados obtenidos puedan ser aplicados con ligeras variaciones con cualquier marca.

Estos equipos pueden ser modificados siempre y cuando su utilización sea posible por las limitantes impuestas por la estructura y no se sobrepasen las condiciones de operación calculadas para ellos, cabe indicar que los pesos calculados para los mecanismos propuestos incluyen un factor de seguridad para cubrir pequeñas variaciones.

Dentro de los mecanismos auxiliares, las cadenas transportadoras se pueden cambiar por bandas, dependiendo de la facilidad que se tenga para conseguir uno u otro equipo. Por otra parte, los rodillos de carga se pueden

seleccionar con diferentes recubrimientos, como hule vulcanizado, poliuretano, etc., siempre y cuando conserven las dimensiones requeridas.

Para el equipo hidráulico, su selección está basada en una teoría general, dándose las características generales de cada uno, de forma que basados en los conceptos citados, se pueda recurrir a cualquier distribuidor del mercado nacional. Si se desea cambiar los equipos hidráulicos, se debe prestar especial atención a los motores, ya que por sus características de operación salen un poco de lo convencional y no cualquier compañía ofrece motores de estas características; los demás equipos se pueden sustituir por otros, siempre y cuando se revise el caudal requerido y sea adecuado a la capacidad del tanque y la bomba.

Finalmente de los resultados y evaluaciones de este trabajo de tesis, se puede recomendar la fabricación de estos equipos en México, ya que se obtendría un vehículo competitivo, tanto técnica como funcionalmente equiparable a los vehículos de fabricación extranjera.

En este trabajo de tesis, solo se analiza la factibilidad técnica de la fabricación del elevador de contenedores. Logrado este objetivo, un trabajo independiente de tesis podrá analizar las características financieras de una fabricación industrializada de estos equipos, pues para determinar su competitividad comercial será necesario conocer el precio de venta.

ANEXO I. INDICE DE FIGURAS.

INDICE DE FIGURAS.

CAPITULO II. DESCRIPCION GENERAL.

Fig. 2.1. Compartimientos de carga	7
Fig. 2.2. Tipos de contenedores	8

CAPITULO III. ANALISIS ESTRUCTURAL.

Fig. 3.1. Curvas Esfuerzo - Deformación	13
Fig. 3.2. Esfuerzos cortantes y momentos flexionantes	20
Fig. 3.3. Adaptación nacional de la plataforma del elevador	26
Fig. 3.4. Adaptación nacional del puente del elevador	28
Fig. 3.5. Adaptación nacional de la cabina del elevador	29
Fig. 3.6. Adaptación nacional de las tijeras del elevación	31
Fig. 3.7. Adaptación nacional del chasis del elevador.....	34

CAPITULO IV. SELECCION DE EQUIPOS AUXILIARES.

Fig. 4.1. Nomenclatura de las cadenas de rodillos ANSI	39
Fig. 4.2. Dimensiones de las cadenas de rodillos ANSI	40
Fig. 4.3. Diámetros de las ruedas dentadas	42
Fig. 4.4. Proporciones de las ruedas dentadas	43
Fig. 4.5. Dimensiones de las ruedas	47
Fig. 4.6. Rodillo de carga	50

CAPITULO V. SISTEMA HIDRAULICO.

Fig. 5.1. Funciones del sistema hidráulico	55
Fig. 5.2. Diagrama de una bomba de engranajes	56
Fig. 5.3. Diagrama de una válvula limitadora de presión	58
Fig. 5.4. Diagrama de una válvula estranguladora	59
Fig. 5.5. Diagrama de una válvula antirretorno estrangulada	60
Fig. 5.6. Diagrama de una válvula antirretorno.	61
Fig. 5.7. Diagrama de una válvula direccional	62
Fig. 5.8. Diagrama de un motor de pistón axial	63
Fig. 5.9. Diagrama de un tanque de almacenamiento	64
Fig. 5.10. Diagrama de un cilindro hidráulico	65

CAPITULO VI. ANALISIS NUMERICO Y MEMORIA DE CALCULO.

Fig. 6.1. Sección P.T.R.	81
Fig. 6.2. Sección C.P.S.	81
Fig. 6.3. Sección A.P.S.	81
Fig. 6.4. Sección tubular	81
Fig. 6.5. Diagrama hidráulico del elevador de contenedores	86
Fig. 6.6. Diagrama general del elevador de contenedores	87

ANEXO II. INDICE DE TABLAS.

INDICE DE TABLAS.

CAPITULO IV. SELECCION DE EQUIPOS AUXILIARES.

Tabla 4.1. Coeficientes de fricción	38
Tabla 4.2. Prolongaciones de las placas	41
Tabla 4.3. Potencias nominales para cadenas de rodillos	44
Tabla 4.4. Factor de servicio para cadenas	45
Tabla 4.5. Factores de servicio	47

CAPITULO VI. ANALISIS NUMERICO Y MEMORIA DE CALCULO.

Tabla 6.1. Características de las secciones estructurales	82
---	----

ANEXO III. INDICE DE ECUACIONES.

INDICE DE ECUACIONES.

CAPITULO III. ANALISIS ESTRUCTURAL.

Ec. 3.1. Esfuerzo a tracción	16
Ec. 3.2. Esfuerzo a compresión	16
Ec. 3.3. Esfuerzo a flexión	16
Ec. 3.4. Esfuerzo cortante	16
Ec. 3.5. Esfuerzo cortante a torsión	17
Ec. 3.6. Esfuerzo de trabajo permisible	17
Ec. 3.7. Esfuerzo por flexión máximo	19
Ec. 3.8. Esfuerzo cortante (vigas 1A, 2A, 1B, 4B)	20
Ec. 3.9. Momento flexionante (vigas 1A, 2A, 1B, 4B)	20
Ec. 3.10. Esfuerzo cortante (vigas 3A, 5A, 4C, 5C, 8C, 1D)	21
Ec. 3.11. Momento flexionante (vigas 3A, 5A, 4C, 5C, 8C, 1D)	21
Ec. 3.12. Esfuerzo cortante (vigas 4A, 2B, 3B)	21
Ec. 3.13. Momento flexionante (vigas 4A, 2B, 3B)	21
Ec. 3.14. Esfuerzo cortante (viga 5B)	21
Ec. 3.15. Momento flexionante (viga 5B)	21
Ec. 3.16. Esfuerzo cortante (vigas 3C)	22
Ec. 3.17. Momento flexionante (viga 3C)	22
Ec. 3.18. Esfuerzo cortante (viga 1C, 2C)	22
Ec. 3.19. Momento flexionante (viga 1C, 2C)	22
Ec. 3.20. Esfuerzo cortante (viga 6C)	22
Ec. 3.21. Esfuerzo cortante (viga 6C)	22
Ec. 3.22. Momento flexionante (viga 6C)	22
Ec. 3.23. Esfuerzo cortante (viga 7C)	23
Ec. 3.24. Momento flexionante (viga 7C)	23
Ec. 3.25. Esfuerzo cortante (viga 9C)	23
Ec. 3.26. Esfuerzo cortante (viga 9C)	23
Ec. 3.27. Momento flexionante (viga 9C)	23
Ec. 3.28. Carga crítica de pandeo	24
Ec. 3.29. Carga segura	25
Ec. 3.30. Esfuerzo equivalente	25

CAPITULO IV. SELECCION DE EQUIPOS AUXILIARES.

Ec. 4.1. Tensión en la cadena	38
Ec. 4.2. Potencia en la cadena	38
Ec. 4.3. Potencia nominal	45
Ec. 4.4. Esfuerzo de la cadena	46
Ec. 4.5. Momento de torsión	47
Ec. 4.6. Potencia transmitida	48
Ec. 4.7. Diámetro del eje	48
Ec. 4.8. Esfuerzo cortante en la chaveta	49
Ec. 4.9. Esfuerzo en pasadores	50
Ec. 4.10. Duración nominal de los rodamientos	52

Ec. 4.11. Esfuerzo admisible en la soldadura 53

BIBLIOGRAFIA.

BIBLIOGRAFIA.

- 1 - ACEROS MONTERREY.
Manual para Constructores
México, 1965.
- 2 - BLACK, PAUL, H.
ADAMS JR. O. EUGENE.
Machine Design
Ed. Int. Student Edition
Estados Unidos, 1968
- 3 - BRESLER, BORIS.
LIN, T. Y.
SCALZI, JOHN B.
Diseño de estructuras de acero
Ed. Limusa S.A.
Cuarta reimpresión
México, 1980
- 4 - EGEA, GIL PEDRO.
Mecanismos Hidráulicos
Ed. Gustavo Gili, S.A.
Tercera edición
España, 1973
- 5 - HALL, ALLEN S.
HOLOWENKO, ALFRED R.
LAUGHLIN, HERMAN G.
Diseño de Máquinas
Ed. Mc Graw Hill
México, 1971
- 6 - INSTITUTO MEXICANO DE LA CONSTRUCCION EN ACERO A.C.
Manual de Construcción en Acero, Tomo I
Ed. Limusa
México, 1987
- 7 - JUVINALL, ROBERT C.
Fundamentals of Machine Component Design
De. John Willey & Sons
Estados Unidos, 1983

- 8 - LEVINSON, J. IRVING
Machine Design
De. Reston Publishing Company Inc.
Estados Unidos, 1978
- 9 - LINK BELT.
Catálogo 1050
Estados Unidos, 1959
- 10 - NASH, A. WILLIAM
Resistencia de Materiales
Ed. Mc Graw Hill
México, 1982
- 11 - SHIGLEY, JOSEPH E.
MITCHELL, LARRY O.
Diseño en Ingeniería Mecánica
Ed. Mc. Graw Hill
Cuarta edición
México, 1985
- 12 - YEAPLE, FRANK.
Fluid Power Design Handbook
De. Marcel Dekker, Inc.
Estados Unidos, 1985