

# Universidad Nacional de Ingeniería

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



Cálculo y Diseño de un Descargador Rotativo de Vagones  
para una Capacidad de 120 t (263,000 lb) ”

**T E S I S**

PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE:

**INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA**

**FRANKLIN MAXIMO SUAREZ OJEDA**

PROMOCION: 1985 -2

## TABLA DE CONTENIDO

	Pág
PROLOGO	
LISTA DE SIMBOLOS	
1. Introducción	i
2. Especificaciones del Proyecto y Selección del Modelo	5
2.1 Generalidades	5
2.2 Objetivos y Alcances del Proyecto	6
2.2.1 Objetivos	6
2.2.2 Alcances	7
2.3 Transporte con Vagones Industriales	8
2.3.1 Vagoneta de Balancín para Descarga Lateral	8
2.3.2 Vagoneta de Fondo de dos Vertientes	8
2.3.3 Vagón Volquete de Cucharón	9
2.3.4 Carro con Fond° de Tolva	9
Vagón Volquete de Cuerpo de Caja	11
2.3.6 Vagón para Mina	11
2.4 Maquinaria para Descarga de Vagones	i
*	
2.4.1 Vaciadero de Vía de Enlace	12
2.4.2 Vaciadero Rotatorio por Gravedad	14

	Pág.
3.3 Cálculo y Diseño del Sistema de Soporte Lateral	78
3.3.1 Cálculo y Diseño de la Viga de Apoyo Lateral	78
3.3.2 Cálculo del Piso de Madera	92
3.3.3 Cálculo y Diseño de la Placa Vertedera	85
Cálculo y Diseño del Sistema de Anclaje y Soporte Superior	88
3.4.1 Cálculo y Diseño de las Viguetas Transversales de Anclaje	89
3.4.2 Cálculo y Diseño de la Viga de Soporte Superior	92
3.4.3 Cálculo y Diseño de los Brazos de Tope Superior	96
3.4.4 Cálculo y Diseño del Sistema de, Enclavamiento	100
3.5 Cálculo y Diseño del Sistema de Transmisión de Potencia	103
3.5.1 Cálculo de la Potencia del Motor	106
3.5-2 Cálculo y Determinación de las Características del Reductor	107
3.5•3 Cálculo y Diseño de la Transmisión por Engranajes	109
3.5.4 Cálculo y Diseño del Eje de Transmisión	134
3.5.5 Cálculo y Selección de los Acoplamientos	141

	Pág.
3.5.6 Cálculo y Diseño de los Cojinetes	145
3.5.7 Cálculo y Diseño del Freno	151
3.6 Sistema de Mando y Control	159
4. Especificaciones Técnicas de Fabricación y Montaje	167
4.1 Especificaciones Técnicas de Fabricación	167
4.2 Instrucciones de Erección	168
• 4.2.1 Procedimiento de Pre-Ensamble	168
4.2.2 Posición y Alineamiento de los Cojinetes de Giro	169
4.2.3 Instalación Inicial del Eje y de la Unidad de Transmisión	173
4.2.4 Pre-ensamble del Sistema de Tope Superior y de Enclavamiento	174
4.2.5 Instalación de las Estructuras Laterales	175
4.2.6 Emplazamiento y Ajuste de los Controles	186
5. Análisis de Costos	189
5.1 Metrados	190
5.2 Costos Unitarios y Presupuesto	191
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	217
BIBLIOGRAFIA	---
LISTA DE PLANOS	223
APENDICE	-

## PROLOGO,

El presente trabajo tiene la intención de demostrar en forma ordenada y lógica, que es posible diseñar un sistema de descarga de vagones para el vaciado de concentrado de cobre y sílica, para su posterior transporte hacia los hornos reverberos de la Fundición.

- Para hacer una descripción suscita del trabajo realizado, empezaremos por la introducción, en la que se hace el planteo de la necesidad de un sistema para vaciado del concentrado de cobre que llega a la Fundición a través de un sistema de ferrocarriles y los requisitos que deberá cumplir la solución que la satisfaga•

Para la mejor realización del Proyecto, éste se ha dividido en cinco capítulos que brevemente se explicarán:

En el Capitulo 1 se indica el propósito de la Tesis, lo que espera demostrar, los alcances y las Limitaciones de la misma.

En el Capítulo 2 estableceremos en forma detallada los Objetivos y Alcances del Proyecto para posteriormente describir las distintas. Maquinarias y Sistemas para la descarga de vagones que son usadas comunmente.

A continuación, se hace una Descripción detallada del Sistema de volteo que consideramos la más adecuada, o sea un Vaciador Rotativo Motorizado.

En el Capítulo 3 con la alternativa escogida, se harán los cálculos correspondientes para el diseño del descargador, para lo cual se hace el dimensionado y diseño de cada uno de los elementos del mismo y luego se realizan los cálculos considerando para este efecto dividido el sistema en seis partes:

- a) Sistema de Soporte del Vagón
- b) Sistema de Elevación del Vagón
- c) Sistema de Soporte Lateral
- d) Sistema de Anclaje y Soporte Superior
- e) Sistema de Transmisión de Potencia
- f) Sistema de Mando y Control

En el Capítulo 4, las especificaciones técnicas y el montaje del conjunto se señalan para luego en el Capítulo 5 ocuparnos del análisis de costos que incluye el Metrado, Costos unitarios y el Presupuesto.

Finalmente, en base a todo lo expuesto en los capítulos anteriores se apuntan las principales

conclusiones del trabajo como también las respectivas recomendaciones para el mejor uso del Proyecto.

Quiero expresar mi profundo agradecimiento a la compaña Southern Perú Cooper Corporation, que por intermedio de su Departamento de Mecánica-Fundición, me brindó facilidades (a lo largo del desarrollo del Proyecto de Tesis) en la obtención de valiosa información para la realización del Proyecto aquí presentado.

## LISTA DE SIMBOLOS

- A Area de Sección recta; área superficial de la chumacera, pie<sup>2</sup> (m<sup>2</sup>)
- A\* Area del ala, pulg<sup>2</sup> (m<sup>2</sup>)
- <sub>pr ay</sub> Area proyectada, pulg<sup>2</sup> (m<sup>2</sup>)
- A.t. Area del atiesador (m<sub>2</sub>)
- Aw Area del alma de la trabe, pulg<sub>2</sub> (m<sup>2</sup>)
- a Aceleración, pies/s<sup>2</sup> (m/s<sup>2</sup>); distancia entre atiesadores, pulg (m)
- Ancho del ala de la trabe, pulg (mm)
- Ancho de la zapata de freno, pulg (mm)
- e Distancia entre centros (pulg); coeficiente combinado de transferencia de calor (BTU-pie<sup>2</sup>-°F/h)
- C\* Factor de condición superficial
- C<sub>m</sub> Factor de relación de dureza; calor específico del lubricante (BTU/lb-°F)
- c \* Distancia de la fibra neutra al radio interno, pulg (mm)



$C_L$	Factor de vida
$C_m$	Factor de distribución de carga
$c$	Factor de sobrecarga; distancia de la fibra neutra al radio extremo, pulg (mm).
$C_R$	Factor de seguridad
$C_s$	Factor de tamaño
$C_T$	Factor de temperatura
$C_v$	Factor dinámico
$c$	Factor de deformación; longitud de los extremos no soportados en la trabe armada, pulg (m); Juego radial, pulg (mm)
$D_{cub}$	Diámetro de cubo, pulg (mm)
	Diámetro de paso del engranaje , pulg (mm)
$D_o$	Diámetro exterior de la estructura lateral, pulg (m)
$DP$	Diámetro de paso del piñón, pulg (mm)
$d$	Diámetro (pulg); (m); diámetro nominal de la bocina, pulg (mm)
$d$	Diámetro del eje, pulg (mm)
$E$	Módulo de elasticidad, lb/pulg <sup>2</sup> (N/m <sup>2</sup> )

e	Excentricidad, pulg (mm)
F	Ancho del diente, pulg (mm); carga aplicada, lb (N)
F <sub>b</sub>	Esfuerzo de flexión permisible, lb/pulg <sup>2</sup> (N/m <sup>2</sup> )
1%	Esfuerzo admisible sobre la cimentación, lb/pulg <sup>2</sup> (N/m <sup>2</sup> )
F <sub>r</sub>	Fuerza radial, lb (N)
F*	Fuerza tangencial, lb (N)
FS	Factor de seguridad
F <sub>v</sub>	Esfuerzo cortante permisible, lb/ pulg <sup>2</sup> (N/m <sup>2</sup> )
F <sub>y</sub>	Esfuerzo de fluencia, lb/pulg <sup>2</sup> (N/m <sup>2</sup> )
f	Coeficiente de fricción, deflexión del eje pulg (mm)
f	Esfuerzo máximo de flexión, lb/pulg <sup>2</sup> (N/m <sup>2</sup> )
f' <sub>c</sub>	Resistencia del concreto, lb/pulg <sup>2</sup> (N/m <sup>2</sup> )
f <sub>k</sub>	Coeficiente cinemático de rozamiento
f <sub>v</sub>	Esfuerzo cortante real, lb/pulg <sup>2</sup> (N/m <sup>2</sup> )
G	Peso del vagón cargado, lb (N); módulo de rigidez, lb/pulg <sup>2</sup> (N/m <sup>2</sup> )

- H Ordenada en el extremo de la trabe armada/pulg (m), Calor disipado, BTU/h (J/S)
- h Pedalte del alma, pulg (mm); longitud de los bloques de madera/pulg (m) altura del diente del piñón, pulg (mm)
- b0 Espesor mínimo de la película de lubricante, pulg (mm)
- I Momento de inercia, pulg<sup>4</sup> (mm<sup>4</sup>); factor geométrico
- I f Coeficiente de impacto
- J Momento polar de inercia, pulg<sup>4</sup> (m<sup>4</sup>); equivalente mecánico del calor, lb-pulg/BTU (N-m/J)
- K Factor de servicio
- <sup>i</sup>
- Factor de choque y fatiga al momento flector;
- Kt Factor combinado de choque y fatiga aplicado al momento torcer \*
- K0 Factor de sobrecarga
- f<sub>v</sub> Factor dinámico aplicado a la flexión
- L Longitud del claro, pie (m); longitud del cojinete, pulg (mm).
- L' Longitud total de la trabe, pie (m)

Lo	Longitud de la zapata de freno (pulg) (mm)
M	Momento flector, (lb-pulg) (N-m)
Md	Momento de diseño (lb-pulg) (N-m)
M <sub>k</sub>	Momento por carga muerta, lb-pulg (N-m)
M <sub>m &lt; m</sub>	Momento máximo lb-pulg (N-m)
M <sub>t</sub>	Momento total a flexión, lb-pulg (N-m)
M <sub>t</sub>	Momento de torsión lb-pulg (N-m)
m	Módulo
N	Número de dientes del engranaje; número de espacios en la trabe pie (m); número de revoluciones por minuto (rev/s)
N <sub>i</sub>	Número de dientes del piñón
n <sub>vdl</sub>	Número de revoluciones por minuto del volteador (rev/min)
n	Rendimiento
P	Potencia transmitida, hp (kW); carga por unidad de área proyectada de la bocina (lb/pulg <sup>2</sup> ) (N/m <sup>2</sup> ); carga aplicada (lb) (N)
P <sub>e</sub>	Paso circular pulg (mm)
P <sub>e</sub>	Presión crítica de pandeo (lb/pulg <sup>2</sup> ) (N/m <sup>2</sup> )

$P_i$	Presión de impacto (lb/pulg <sup>2</sup> ) (N/m <sup>2</sup> )
$P_d$	Paso diametral
$P_0$	Presión radial sobre la estructura lateral (lb/pulg <sup>2</sup> ) (N/m <sup>2</sup> )
$P_{ca}$	Potencia requerida del motor eléctrico (hp) (kW)
$P$	Presión superficial en las zapatas de freno (lb/pulg <sup>2</sup> ) (N/m <sup>2</sup> )
$Q$	Cantidad de lubricante bombeado (pulg <sup>3</sup> /s) (m <sup>3</sup> /s)
$Q_e$	Cantidad de lubricante que fluye por los extremos de la bocina (pulg <sup>3</sup> /s) (m <sup>3</sup> /s)
$R$	Reacción (lb) (N)
$R_h$	Reacción en el plano horizontal (lb) (N)
$RPM_j$	Número de revoluciones del eje (rev/min) #
$RPM_{piñón}$	Número de revoluciones por minuto del piñón (rev/min)
	Resiliencia unitaria, lb-pulg/pulg <sup>3</sup> (N-m/m <sup>3</sup> )
$R_v$	Reacción en el plano vertical, lb (N)
$s$	Número característico del cojinete; de sección, pulg <sup>3</sup> (m <sup>3</sup> )
$S_{ac}$	Esfuerzo permisible de contacto, (lb/pulg <sup>2</sup> ) (N/m <sup>2</sup> )

XIV

- Esfuerzo admisible del material, (lb/pulg<sup>2</sup>) (N/m<sup>2</sup>)
- S± Esfuerzo de flexión interno , (lb/pulg<sup>2</sup>) (N/m<sup>2</sup>)
- Esfuerzo de flexión externo, (lb/pulg<sup>2</sup>) (N/m<sup>2</sup>)
- S. Esfuerzo de corte admisible, (lb/pulg<sup>2</sup>) (N/m<sup>2</sup>)
- Esfuerzo de rotura (lb/pulg<sup>2</sup>) (N/m<sup>2</sup>)
- T Incremento de temperatura del lubricante, °F (°K)
- Temperatura ambiente, °F (°K)
- Temperatura en el cuerpo de la chumacera, °F (°K)
- Temperatura del lubricante en el cojinete, °F (°K)
- Temperatura media del lubricante, °F (°K)
- Temperatura máxima del lubricante, °F (°K)
- t Espesor, pulg (mm); tiempo (s)
- t\* Espesor del ala, pulg (mm)
- t± Tiempo mínimo que se desacelera el material (s)
- tw Espesor del alma, pulg (mm)
- tw mxo Espesor del alma mínimo, pulg (mm)
- V Volumen del bloque de madera, pulg<sup>3</sup> (m<sup>3</sup>)
- Cortante por carga muerta, lb (N)

	Fuerza cortante de diseño, kips (kN)
V <sub>maw</sub>	Fuerza cortante máxima, kips (kN)
	Velocidad tangencial, pie/min (m/s)
W	Carga radial sobre el cojinete, lb (kN); trabajo realizado, lb-pie (N-m); carga sobre las vigas, kips (kN)
	Peso de la trabe armada, lb (N)
w	Carga repartida, kips/pie (kN/m)
Z	Fuerza del electroimán, lb (N)
V	Factor de Lewis
	Angulo de presión
	Deformación torsional
M	Viscosidad absoluta, reyns (centipoise); coeficiente de rozamiento del lubricante; coeficiente de Poison.
r	Peso específico del lubricante, (lb/pulg <sup>3</sup> ) (N/m <sup>3</sup> )
8	Deflexión de la trabe armada, pulg (mm)
T	Esfuerzo cortante en el espesor del casc <sup>o</sup> , (lb/pulg <sup>2</sup> ) (N/m <sup>2</sup> )

## CAPITULO 1

### INTRODUCCION

El concentrado de cobre producido en dos plantas concentradoras, es enviado a la Fundición por medio de un ferrocarril industrial que une las distancias que las separa.

Por el ferrocarril también se transporta mineral de la mina (Silica) que es extraído del circuito de molienda de la Concentradora con un tamaño que varía de más de 5/8 de pulgada (16 mm) a menos de 2 pulgadas (51 mm), y es usado como fundente "flux" en los hornos convertidores.

Al llegar a la fundición, los vagones cargados con concentrado y silica son pesados carro por carro, en una balanza de ferrocarril, luego los vagones son enviados hacia la zona de descarga.

El presente trabajo tiene por finalidad, encontrar una solución para el vaciado de dichos vagones, tomando en cuenta diversos factores como: flujo de material, características del mismo, el medio ambiente, etc. Debemos considerar además que la solución planteada sea



funcional, económica y que se realice con tecnología de nuestro medio.

El suministro de concentrado y silica es a razón de 1 600 t/día de una de las minas y de 1 500 t/día de la otra, dando una capacidad total de 3 100 t/día y cuyo envío se realiza en horas de la noche para su posterior descarga a partir de las 7:00 de la mañana.

Por otra parte, el sistema estará trabajando en un medio bastante corrosivo y con mucha salinidad en el ambiente.

El presente trabajo, en lo referente a diseños y cálculos, es presentado en una forma tal que sea fácil su entendimiento y tenga una secuencia lógica para cada uno de los componentes del Sistema, por lo que en cada caso se presenta en primer lugar una figura con dimensiones generales (lo que vendría a ser un bosquejo o croquis a mano alzada); luego se plantea el diagrama teórico con el sistema de cargas, a continuación los cálculos y resultados teóricos y finalmente el resultado tomando en cuenta el resultado teórico y la aplicación práctica.

En lo referente al alcance del trabajo, comprende el planteo de una solución funcional, económica y que sea llevada a la realidad, para un sistema de descarga de vagones. Por lo que se considera el diseño y cálculo de cada uno de los componentes con sus planos de fabricación

Concentrado de Cobre

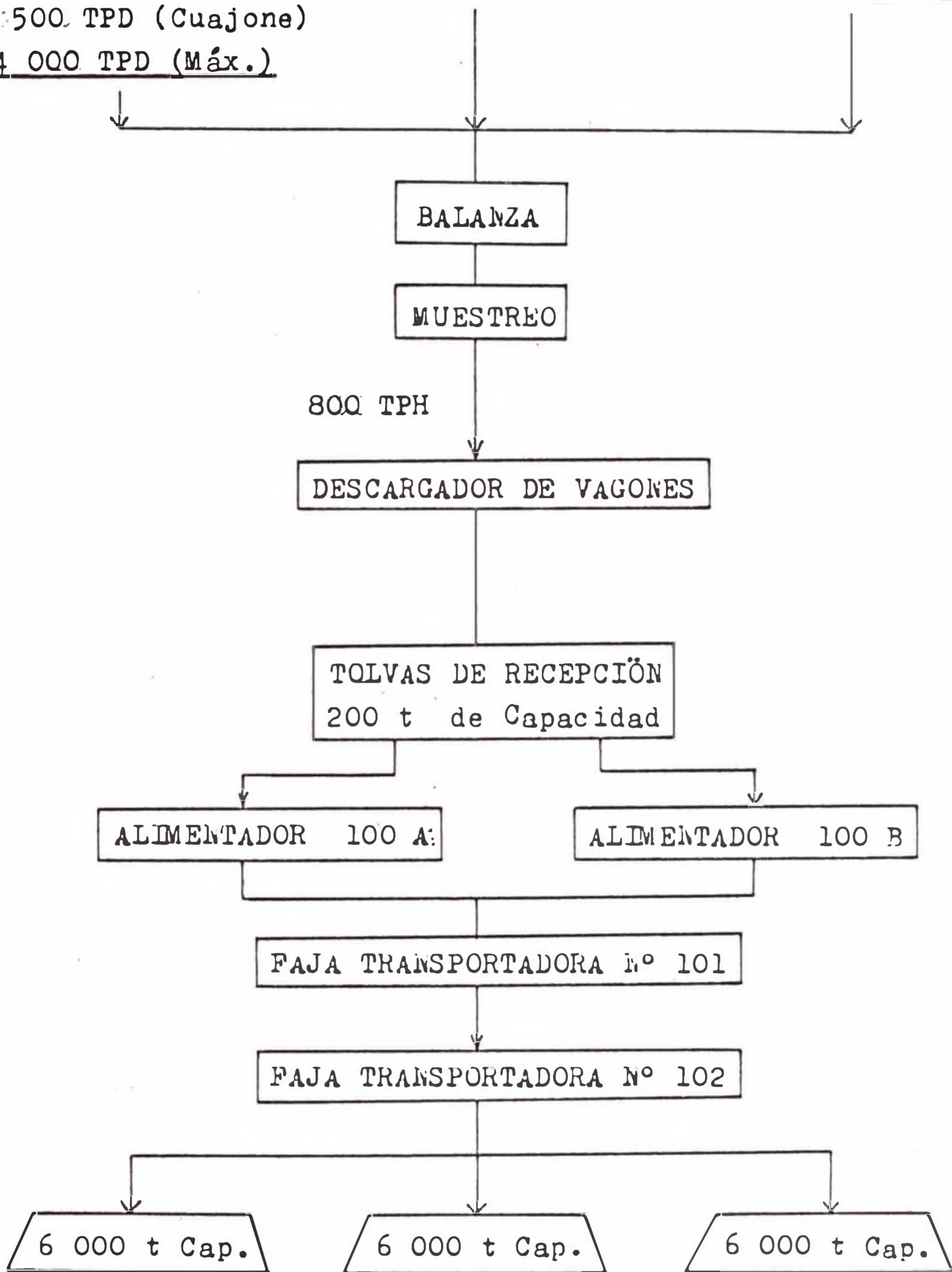
1 600 TPD (Toquepala)  
500 TPD (Cuajone)  
4 000 TPD (Máx.)

Sílica

800 TPD (Máx.)

Coquina

250 TPD (Máx.)



APILADO

Concentrado de Cu., Sílica y Coquina

y montaje, costos de fabricación y finalmente conclusiones y recomendaciones.

## CAPITULO 2

### ESPECIFICACIONES DEL PROYECTO Y SELECCION DEL MODELO

#### 2.1 Generalidades

En el siguiente trabajo se presenta como Objetivo fundamental el diseño de un Descargador Rotativo de Vagones como una solución a la descarga del concentrado de cobre en una forma rápida y eficiente.

Actualmente la descarga del concentrado y de la silica es realizado con la ayuda de una grúa movible tipo puente, equipado con una cuchara de 3 yardas cúbicas (2,293 m<sup>3</sup>). El material ,es depositado en tolvas de recepción de 100 toneladas de capacidad. Dicho sistema tiene el inconveniente de un mayor tiempo de descarga, además de una baja eficiencia (queda un excedente dentro del vagón que la cuchara no puede extraer) y sus costos de mantenimiento son altos.

Con el aumento de la producción como consecuencia del funcionamiento de otra mina, dicho sistema quedaba inoperante siendo necesario disponer de otro sistema de descarga que cumpla con las exigencias de la producción. Lo que es materia de este Proyecto.

Los costos por mantenimiento son altísimos motivo por la cual considero que el modelo que propongo en este proyecto resulta de mucha interés.

## 2.2 Objetivos y Alcances del Proyecto

### 2.2.1 Objetivos

- a) Diseñar un Descargador Rotativo de vagones, de manera que se reduzcan al mínimo el tiempo de vaciado, permitiendo la descarga de todo el concentrado y sílica que llega a la fundición.
- b) Reducir Sustancialmente los costos por mantenimiento y tiempo de parada al ser un sistema de mayor confiabilidad.
- c) Diseñar un sistema de vida prolongada manteniendo al mínimo los riesgos por tiempo muerto
- d) Hacer un sistema de mantenimiento simplificado.

### 2.2.2 Alcances

- a) El diseño del volteador estará aplicado a una capacidad de 120 t (264,000 lb)
- b) El volteador operará con vagones de los siguientes tamaños:

- Longitud sobre golpeadores:

31'6 1/2" máximo (9,614 m)

- 29 pies 1 1/4 pulgadas mínimo (8,871 m)

- Altura sobre el riel:

11 pies 0 pulgadas máximo (3,353 m)

8 pies 5 1/4 pulgadas mínimo (2,572 m)

- Ancho Total:

10 pies 6 1/2 pulgadas máximo (3,213 m)

9 pies 9 5/8 pulgadas mínimo (2,988 m)

- Peso Bruto:

263,000 lb (120 t)

- Ancho de la Vía:

4 pies 8 1/2 pulgadas (1,435 m)

- c) El diseño estará específicamente aplicado a un medio salino considerando para ello sus correspondientes parámetros de temperatura humedad relativa y grado de polución.
- e) Sólo será específicamente el diseño mecánico y el sistema eléctrico de control y fuerza.

## 2.3 Transporte con Vagones Industriales

Se utilizan diversos tipos de vagones o vagonetas industriales de vía estrecha para manejar materiales a granel y empacados dentro y fuera de edificios. Los que se utilizan para materiales a granel suelen ser del tipo de valquetes y la conformación de la vagoneta se determina según el tipo de servicio. Pueden ser empujadas por hombres o por animales, por locomotoras o cables•

### 2.3.1 Vagoneta de Balancín para Descarga Lateral

Consiste en un Bogie, en el cual está montada una caja de acero en forma de V soportada sobre balancines, a fin de poder inclinar hacia cualquier lado para descargar el material. Este tipo se usa mucho en trabajos de construcción. Las capacidades varían desde 2/3 hasta 5 toneladas para vías con trochas de 18; 10; 24; 30; 36. 56 pulgadas (0,4672 m; 0,508 m; (>,6096 m; 0,762 m; (>9144 m; 1,4225 m) •

### 2.3.2 Vagoneta Fondo de dos Vertientes

Las puertas laterales están embisagradas en la parte superior y se controlan con palancas que aseguran la puerta cuando se cierran. Como este tipo de vagoneta descarga el material en forma simultánea y acerca del suelo desde ambos lados, su uso principal es en plataformas montadas sobre caballetes. Las capacidades

varían desde 29 hasta 270 pie<sup>3</sup> (0,8212 m<sup>3</sup> hasta 7,6 m<sup>3</sup>) para vías con trochas de 24; 36; 40 y 50 pulgadas (0,6096 m; 0,9144 m; 1,016 m; 1,27 m).

### 2.3.3 Vagoneta de Volquete de Cucharón

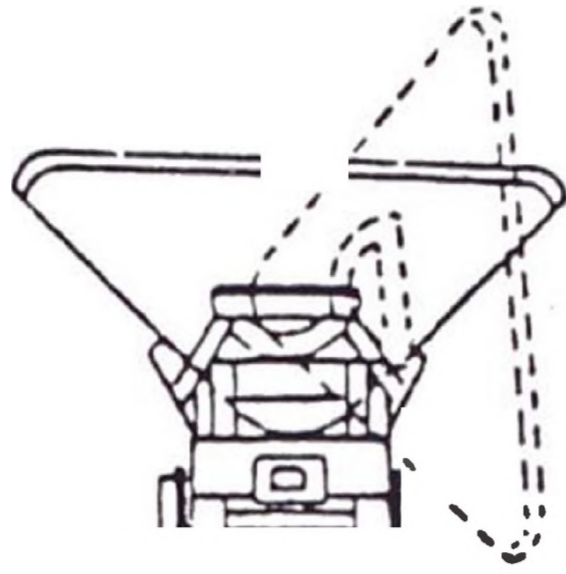
Consiste en una caja o cuerpo de acero en forma de cucharón, pivoteada sobre una mesa giratoria soportada por el Bogie. Un cerrojo mantiene el cuerpo en posición horizontal y se libera una cadena que sujeta una manija. Como el cuerpo está montado sobre una mesa giratoria, esta vagoneta se utiliza en donde es deseable descargar material en cualquier punto de una circunferencia. Esta vagoneta se fabrica con capacidades de 12 27 pie<sup>3</sup> (0,34 m; 0,76 m) para satisfacer los requisitos locales.

### 2.3.4 Carro con Fondo de Tolva

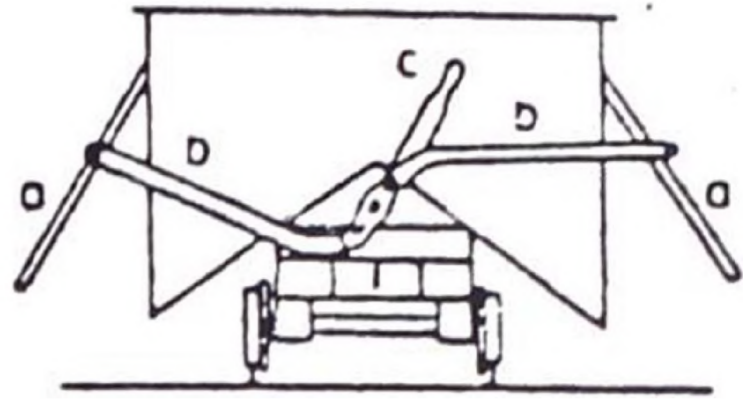
Consiste en Lina tolva montada sobre ruedas, la abertLira del fondo se controla con una puerta, accionada por una cadena, que se arrolla en un eje.

El eje está provisto con Lina volante y mecanismo de trinqliete y una. El tipo de puerta o compuerta que controla la apertura del fondo varia según los diferentes materiales.

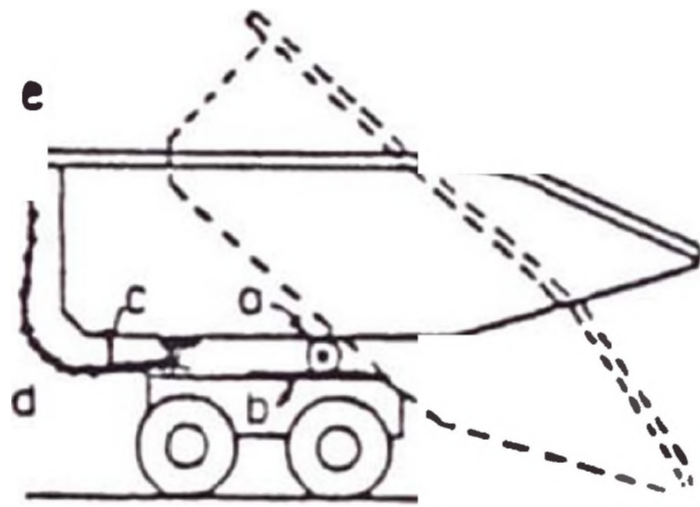




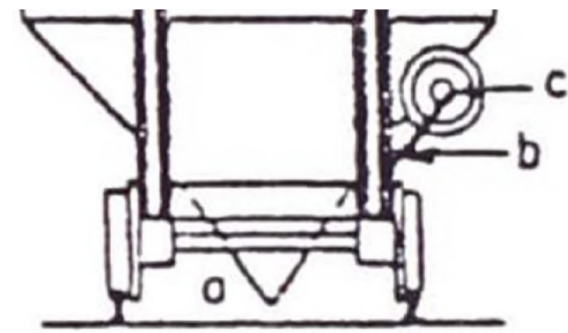
Vagoneta de balancín para descarga lateral.



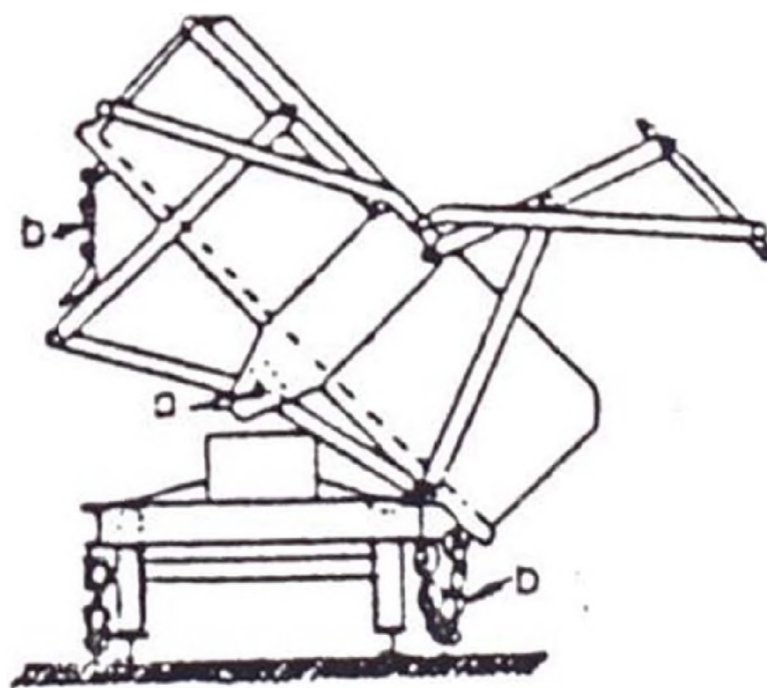
Vagoneta de fondo de dos vertientes.



Vagoneta de volquete con cucharón.



Carro con fondo de tolva.



^Cuto volqucu ^ cuerpo de caja.

### 2.3.5 Vagón Volquete de Cuerpo de Caja

Consta de un cuerpo rectangular que pivotea sobre los bogies y que se mantiene en posición horizontal con las cadenas. Las puertas laterales del vagón están unidas a palancas, de modo que cada una se levanta en forma automática cuando se inclina el cuerpo del carro a la posición de vaciado en ese lado. Estos carros pueden inclinarse hacia ambos lados. En los carros grandes, en los cuales se requiere un vaciado rápido, la descarga es por medio de aire comprimido.

Este tipo de carro o vagón se usa sobre todo en trabajos de excavación o en canteras y se carga con palas mecánicas.

La carga mayor se coloca en el lado hacia el cual se va a inclinar el carro, a fin de que la descarga sea automática cuando el operario libera la cadena o el cerrojo. Los cuerpos de los carros pueden ser de acero o de madera revestida con acero.

### 2.3.6 Vagón para Mina

Suelen tener cuatro ruedas, con cajas bajas; las puertas están en un extremo y tienden pivotes en la parte superior y un cerrojo en la inferior.

## 2.4 Maquinaria para Descarga de Vagones

Hay cuatro tipos de máquinas para descargar materiales de todos los tipos de carros o vagones con la parte superior abierta: Los descargadores con vías de enlace, utilizados paredes a descargar carros o vagonetas de minerales con puertas de extremo oscilante; descargadores rotatorios para carros de minerales sin puertas y vaciadores por inclinación para descargar vagones para vía ancha normal, cuando se requiere gran cantidad de descarga.

### 2.4.1 Vaciadero de Vía de Enlace

En la figura 2.1 se ilustra un vagón en el momento en que se vacía; en la figura 2.2 se muestra un vagón cargado que empuja a otro vacío, para sacarlo del vaciador. Una sección de la vía está instalada sobre una plataforma soportada por Balancines "a". Una barra "b" de extensión soporta el peso "c" y la barra "d" de fricción del freno. Una palanca manual controla el freno, pues actúa sobre la barra de fricción y hace que la descarga quede bajo el control del operario.

Una sección de la vía "e" situada frente al vaciadero puede pivotar en forma paralela y está contrabalanceada, con lo cual normalmente está elevada. El carro cargado oprime los rieles "e" y por medio de palancas hace pivotar los cuernos "f" alrededor de los

ejes "g" para liberar el carro vacío. El carro cargado topa contra el carro vacío y hace que empiece a moverse, en descenso en la vía inclinada. Después que el carro cargado ha pasado los rieles "e" los resortes hacen retornar los cuernos "f", de modo que puedan detener al carro cargado en la posición para vaciarlo. Los resortes amortiguadores en el eje "g" absorben el choque de la detención del vagón. Como el centro de gravedad del vagón descargará en forma automática bajo el control del freno. No se requiere energía mecánica o eléctrica para este vaciado y un operario puede vaciar 3 ó 4 carros por minuto

#### 2.4.2 Vaciadero Rotatorio por Gravedad

Consta de un cilindro de acero soportado por un eje y sus tres compartimientos llevan tres tramos de vía. El vagón cargado está a un lado del centro y hace girar el cilindro, lo cual el vertedero o tobogán que está debajo. El freno de banda, con el contrapeso, se acciona con una palanca, con lo cual la descarga queda bajo el control del operario. No se requiere energía mecánica o eléctrica; un solo operario puede vaciar dos o tres carros por minuto.

#### 2.4.3 Vaciadero Rotatorio Motorizado

También se construyen vaciaderos rotatorios motorizados para maniobrar con cualquier tipo de vagón

del tipo de góndola y se utilizan con frecuencia en plantas termoeléctricas, plantas de coque, instalaciones portuarias y yacimientos de minerales para descargar carbón, coque minerales, bauxita y otros materiales granel.

El descargador rotativo motorizado consta de una cuna giratoria que soporta una mesa (con los rieles alineados con las vías para los carros de entrada y salida en posición vertical) en donde va soportado el carro que se va a vaciar.

Un tope en el lado de la descarga soporta el costado del vagón, cuando empieza a girar la cuna. Normalmente, la mesa es movable y el tope o bloqueo, es fijo; pero en algunos casos la mesa está fija y el tope es movable. Cuando no hay variación en el tamaño de los carros, tanto, la mesa como el tope son fijos. La cuna está soportada sobre dos anillos extremos, que están conectados con un riel y una cremallera. El riel hace contacto con los rodillos montados sobre columnas que descansan sobre los cimientos. La potencia de un motor hace girar la cuna por medio de los piñones que acoplan con las cremalleras. El ángulo de rotación para el vaciado completo es de  $155^\circ$  para una operación normal; pero en ocasiones, el vaciadero se construye para rotación de  $180^\circ$ . Las mordazas, soportadas por la cuna, empiezan a moverse hacia abajo, cuando el vaciador

empieza a girar. Estas mordazas se bajan, aseguran, liberan y elevan, ya sea con un mecanismo movido por gravedad o con cilindros hidráulicos.

#### 2.4\*4 Sistema de Tren Unitario

Con el advenimiento del sistema de tren unitario, se han reducido en forma considerable la inversión y los costos de operación de los vaciaderos. La construcción de los vaciaderos para trenes unitarios se ha mejorado y ocasionado menos problemas de mantenimiento.

El uso de acopladores rotatorios en el tren unitario elimina el desacoplamiento de los carros durante la descarga, porque el centro del acoplador rotatorio está en línea con el centro de rotación del vaciador.

#### 2.4.5 Grúa Puente con Cucharón

Consta de dos vigas armadas, para formar un puente y en su parte superior tiene rieles sobre los cuales corre el aparejo elevador integral, llamado carro. Las vigas armadas están soportadas en sus extremos por carros de plataforma con dos o cuatro ruedas, según el tamaño de la grúa. La grúa se mueve a lo largo de la vía por medio del motor que impulsa un eje y con los engranajes que hay en las ruedas de los carros. La cabina del operador está suspendida en un lado del puente y en ella se encuentran los controladores e interruptor maestro, el cilindro

principal del freno hidráulico, dispositivo de alarma, etc. Las vigas del puente para las grúas pequeñas son del tipo de viguetas maestras; pero en los claros grandes se usan vigas de caja para darles rigidez torsional y lateral. Las vigas están unidas en forma rígida a los bastidores de extremo de los carros, los cuales llevan ruedas de doble pestaña o ceja para soportar el puente. Los bastidores de extremo sobresalen de los rieles de modo que en caso de rotura de una rueda o un eje, el bastidor descansa sobre el riel e impida que caiga la grúa. Uno de los ejes de la rueda en cada carro tiene engranes. En las grúas con cabina para operador, se aplica un freno, por lo general hidráulico, al eje del motor para detener la grúa. Las grúas controladas desde el piso suelen utilizar frenos de aplicación por resorte y liberación eléctrica.

El aparejo elevador consta de un carro para la maquinaria de elevación y soportado sobre ruedas para movimiento a lo largo de los rieles del puente. Los cucharones de quijadas y de almejas se utilizan para manejar hulla, arena, grava y otros materiales fluidos. El cable de suspensión está sujeto en la cabeza del cucharón. El cable de cierre está sujeto al tambor y da varias vueltas en torno a él; el tambor está montado sobre el eje en el cual están montadas las mitades de la almeja en forma pivoteante. Las cadenas, están sujetas a

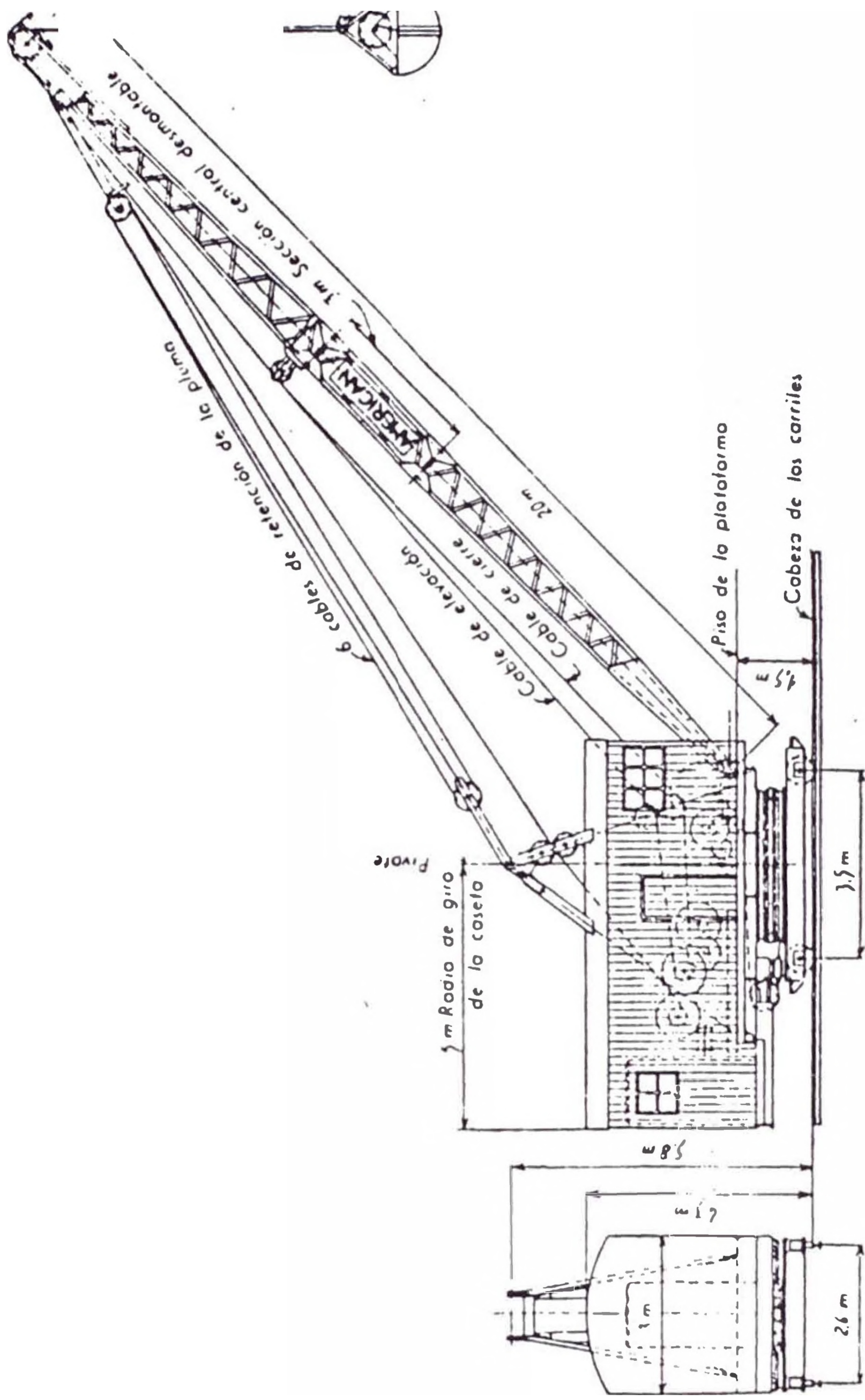
la cabeza del cucharón y al diámetro menor del tambor. Cuando se aplica potencia al cable, el tambor se arrolla a la cadena. Para vaciar se sostiene el cable y se afloja el cable. La potencia excavadora del cucharón se determina por su peso y la relación entre los diámetros de las partes grandes y pequeñas del tambor. Este tipo no sólo se utiliza para manejar minerales y arena, sino también en donde es deseable colgar de un gancho de grúa o de cabria. Sólo se requiere colgar el cucharón del gancho de la grúa por su ojo y conectar un cable con el auxiliar. Son varios los cables conectados al cucharón y hay que cambiar cables con la consecuente pérdida de tiempo. El cucharón de 1 yarda cúbica (11,2 kW). Los cucharones de 2 y 3 yardas cúbicas (1,5 m<sup>3</sup> y 2,2 m<sup>3</sup>) tienen motores de 20 a 25 hp (15 kW a 19 kW) según el tipo de trabajo. •

#### 2.4.6 Grúa Locomotora con Cucharón

La grúa locomotora o grúa locomóvil es de autopropulsión y esta provista de bogies frenos, acopladores automáticos, conexiones y tienen dimensiones que permiten utilizarla o arrastrarla en un tren y puede funcionar como unidad integral en cualquier ferrocarril. Las grúas locomotoras son del tipo de plataforma giratoria que consta de una pluma articulada conectada a la plataforma para maquinaria que está montada en una base o tornamesa giratoria y accionada por embragues



mecánicos giratorios o por un motor separado, eléctrico o hidráulico, para rotación. La pluma se acciona por medio de un botón motorizado, con un mecanismo conectado en forma directa por engranajes para elevación y descenso. El motor para la maquinaria está en la plataforma dentro de un alojamiento. La grúa se puede accionar con un motor de combustión interna o eléctrico. La combinación de un motor de combustión interna, generador y motor eléctrico sirve para el accionamiento de la grúa locomóvil Diesel-Eléctrica. Otro sistema es con motores de combustión interna que impulsan bombas hidráulicas para los mecanismos de rotación y traslación. La caja del vagón y la plataforma para maquinaria llevan lastre, para dar estabilidad a la grúa al girarla con carga. La pluma básica, por lo general, tiene una longitud de 50 pies (15 m); no obstante, hay plumas en la gama hasta de 130 pies (40 m) de longitud. Las grúas locomotoras están proyectadas de modo que puedan instalarse aditamentos como palas mecánicas, piloteadoras, ganchos, cucharones o electroimanes para usar la grúa en esta clase de servicios. Las grúas locomotoras tienen su uso más amplio en ferrocarriles, plantas siderúrgicas y patios de chatarra. Las grúas, por lo general tienen suficiente potencia no sólo para la grúa, sino también para dar servicio de patio con vagones de ferrocarril.



—Grúa giratoria. Puede montarse sobre carriles.

## 2.5 Descripción del Sistema de Volteo Elegido

El volteador rotativo de vagones es usado a descargar el material de los vagones de la vía férrea por levantamiento y volteo hacia un costado de los vagones. El vagón cargado es impulsado hasta una plataforma por rieles y al mismo tiempo sacando al que previamente estaba vacío. Al comienzo de la rotación, la plataforma es levantada de sus soportes y en virtud a un eje de pivote que está fuera del centro de la vía, la plataforma y vagón se inclinan suavemente hasta que el costado del vagón llega a descansar contra una viga longitudinal protegida con planchas de madera.

La rotación continua y antes que el vagón haya rotado  $90^\circ$  la parte superior del vagón es sujeta por mordazas (vigas transversales) de un sujetador superior. La continua rotación causa que el vagón se deslice consigo a las mordazas, cuya presión gradualmente incrementa debido a un peso pendular en la parte inferior de los brazos del sujetador, además retiene el vagón vacío sobre la plataforma en su posición inclinada o de descarga.

Cuando el vagón está en su posición de volteo, tres vibradores eléctricos son automáticamente energizados y desconectados al comienzo del movimiento de retorno.

Después de un pausa en la posición volteada, el descargador regresa automáticamente y las operaciones anteriormente indicadas ocurren en el orden contrario.

#### 2.5.1 Ventajas y Desventajas

Entre las ventajas tenemos:

- a) De poco mantenimiento, su mantenimiento se reduce a puntos de lubricación, lubricar cremalleras y chequeos de niveles de aceite del reductor.
- b) De gran confiabilidad, al ser un equipo de gran resistencia en el diseño.
- c) Permite una descarga rápida del concentrado de cobre y sílica.
- d) Menos tiempo en que los vagones estén esperando ser descargados.
- e) Puede ser operado por un solo hombre reduciéndose significativamente la mano de obra.
- f) El diseño estructural puede ser plenamente fabricado en el país.

- g) No permite que quede excedente en los vagones, gracias al uso de motovibradores, que garantizan la completa descarga del mineral.
- h) Mayor tiempo de vida útil, aprox. 30 a 50 años.

Entre las desventajas tenemos:

- a) Su alto costo inicial, pero que resulta más barato y eficaz al cabo del tiempo.
- b) Por sus características, el equipamiento deberá ser importado preferentemente como son: Reductor, motor eléctrico, etc.

#### 2.5.2 Partes Constructivas

Según el plano de 'Disposición del Volteador de Vagones (A 80266) tenemos las siguientes partes constructivas:

1. Brazos del tope superior y caja de balasto
2. Plataforma de Elevación
3. Viga lateral y Placa de Derrame
4. Viga del Tope Superior
5. Vigas transversales o Mordazas del Tope Superior

- 6 . Eje de Transmisión del Volteador
7. Engranaje trabador del Tope Superior
- 8 . Unidad de Transmisión
9. Cojinetes de empuje
10. Tope Amortiguador
11. Cubiertas de la Unidad de Transmisión
12. Interruptor Limitador
13. Eje pivote de la estructura Lateral
14. Eje pivote de la plataforma
15. Piñón y Cremallera
16. Soportes exteriores de la plataforma
17. Estructura Soporte de la Plataforma
18. Estructura Lateral de Contrapeso

## 2.6 Especificaciones\_Técnicas\_ del\_Modelo\_Elegido

Las Especificaciones Técnicas del Volteador Rotativo Motorizado para nuestro diseño son:

- Lugar de instalación : ILO - PERU

Altitud : Nivel del Mar

### Condiciones Ambientales

- Presión : 14,7 p.s.i. (1-013 bar)
- Temperatura : 90°F (305,5°K)
- Humedad relativa : 70%.
- Velocidad del volteo : 0,329 revoluciones/min
- Capacidad de descarga : 100 T
- Tiempo de descarga : 3 minutos

### Ciclo de Operación

- Volteo : 90 segundos
- Pausa : 5 segundos
- Retorno : 90 segundos
- TOTAL           185 SEGUNDOS (3 MINUTOS)

Permitiendo 1 1/2 minutos entre cambio de vagones, esto da un total de 5 minutos por ciclo y por vagón o un total de mas de 12 vagones por hora.

### Angulo de Voltea

El volteador rota 165°

El vagón se inclinará aproximadamente 5° hasta topar la viga de soporte lateral y da una descarga de 75° + 5°

igual a  $80^\circ$  que es el ángulo que hace el Costado del vagón



## CAPITULO 3

### DISEÑO DEL DESCARGADOR ROTATIVO

#### 3.1 Cálculo y Diseño del Sistema de Soporte del Vagón

La plataforma consiste de dos vigas, apropiadamente conectadas y trabadas juntas, la Cual lleva una sección de la vía férrea principal a través de la instalación. Su longitud es Suficiente para acomodar el vagón del ferrocarril que va a ser levantado.

Cuando la plataforma está al nivel de la v.a. férrea, es soportada por medio de una estructurada inferior (Estructura Soporte de la Plataforma), la cual lleva 2 soportes o topes cónicos bajo la viga interior y dos soportes o topes de rodillos bajo la viga exterior. Los topes cónicos ubican la plataforma y además alinean los rieles de la vía férrea cuando está la plataforma descansando sobre la estructura soporte. Los rodillos controlan el grado de inclinación durante el levante inicial del vagón.

Para la operación de volteo, la plataforma es levantada de su estructura soporte. Esto es logrado por los rodillos de los brazos de las estructuras laterales.

Los extremos de la plataforma tienen cruzados miembros con hendiduras donde engranan los rodillos de las dos estructuras laterales como pivotes-

Esto permite que la plataforma y el vagón se inclinen hacia adentro en relación a la posición del nivel del riel, la cual hacen tan pronto las estructuras laterales comienzan a rotar y levantarlos de la estructura soporte. La inclinación continua hasta que el vagón se apoya contra una viga lateral.

El propósito del movimiento de inclinación es hacer posible que la viga lateral esté ubicada a un costado del vagón para soportar el peso durante la operación de volteo.

### 3.1.1 Cálculo y Diseño de la Plataforma de Elevación

La plataforma de elevación, estará compuesta de los siguientes elementos:

- a) Dos Travesaños Armados, que elevan el vagón cargado haciendo un giro de  $165^\circ$ .
- b) Dos cojinetes de pivote de la plataforma y soportes laterales.
- c) Una Sección de la v.a. férrea principal y placas de cubierta.

Para el diseño adecuado de la plataforma de elevación en general, deberemos aplicar las especificaciones más importantes sobre cargas móviles que se acostumbra considerar para este tipo de estructuras. Las recomendaciones que usaremos serán las de la "Asociación Americana de Funcionarios Estatales de Caminos" (A.A.S.H.O.) que son las que más se adecúan a nuestro medio.

. Cargas que deberán considerarse para proyectar las estructuras:

- a. Carga permanente
- b. Carga móvil
- c. Efecto de la carga móvil o impacto
- d. empuje del viento
- e. Otras cargas si existen (fuerzas longitudinales, fuerzas centrífugas, fuerzas térmicas, esfuerzos de montajes, fuerzas sísmicas, etc) Párrafo 1.2.2 de AASHO.

Las cargas móviles consistirán en vehículos tipo o en cargas equivalentes. La American Association of Highway and Transportation Officials (AASHTO) ha diseñado cargas standard para puentes.

Se diseñan los puentes de ferrocarril basándose en las cargas vivas discurridas por Theodore Cooper (aproximadamente en el año 1890), un ingeniero de ferrocarriles, y que se conocen como las "Cargas de Cooper". La carga consiste en dos locomotoras "Típicas" de ferrocarril que tiran de una hilera de carros o vagones

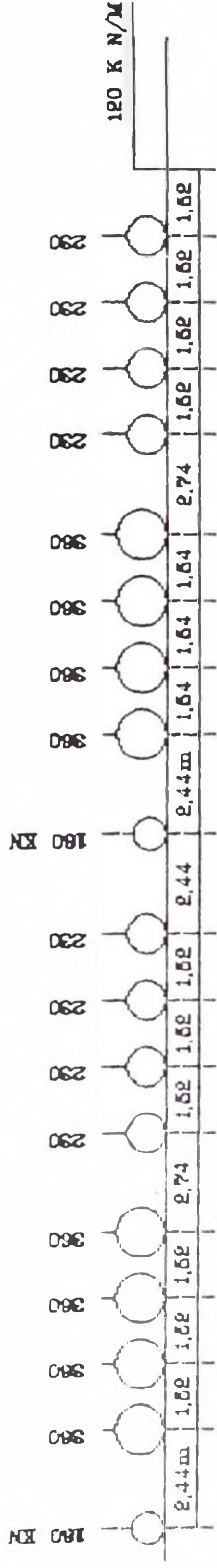
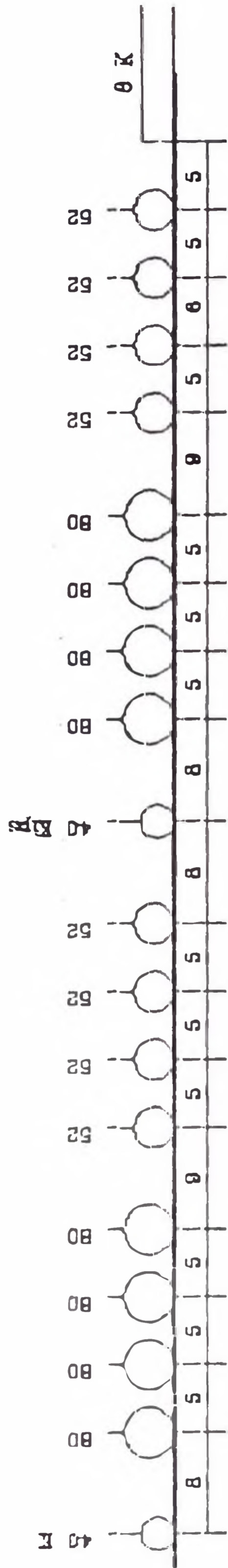
Con base en el peso de la locomotora, la carga Cooper se designa como E-40, E-50, E-60, E-75, E-80, ó E-110, y es directamente proporcional (Esto es, E-60 = 6/8

Los criterios ordinarios de diseño del AREA se basan en la carga E-80 (a veces en la E-110). Con la tabla 3.1 se pueden obtener los momentos flectores y las fuerzas cortantes en lugares determinados previamente de los puentes de traveses, con los valores dados para la carga de un sólo riel (basada en la mitad de la carga por eje que se muestra en la fig. 3.1).

Tabla 3.1 Momentos, cortantes y reacciones de las vigas de piso para la carga Cooper E-80

Claro, pies	Momento máximo kips-pie	Momento en punto cuarto kips-pie	En el extremo	Cortante kips Cuarto	Centro	Reacción en la vi ga piso kips
5	50,0	37,5	40,0	30	20	40,0
6	60,0	45,0	46,9	30,0	20,0	53,3
7	70,0	55,0	51,4	31,4	20,0	62,9 /...

8	80,0	70,0	55,0	35,0	20,0	70,0
9	90,0	85,0	57,6	37,8	20,0	75,6
10	112,5	100,0	60,0	40,0	20,0	80,0
11	131,9	115,0	65,5	41,8	21,8	87,3
12	160,0	130,0	70,0	43,3	23,3	93,3
13	190,0	145,0	73,8	44,6	24,6	98,5
14	220,0	165,0	77,1	47,1	25,7	104,3
15	250,0	188,0	80,0	49,8	26,6	109,2
16	280,0	210,0	85,0	52,5	27,5	113,7
18	340,0	255,0	93,3	56,7	28,9	121,3
20	412,5	300,0	100,0	60,0	28,7	131,1
24	570,4	420,0	110,8	70,0	31,8	147,9
28	731,0	555,0	120,9	77,1	34,3	164,4
30	820,8	623,0	126,0	80,1	35,8	172,4
32	910,9	692,5	131,4	83,1	37,5	181,9
36	1097,3	851,5	141,1	88,9	41,4	199,1
40	1311,3	1010,5	150,8	93,6	44,0	215,9
45	1601,2	1233,6	163,4	100,3	46,9	237,9
50	1901,8	1473,0	174,4	106,9	49,7	257,5
52	2030,4	1602,7	180,0	110,2	51,2	266,8
55	2233,1	1732,3	185,3	113,6	52,7	280,7
60	2597,8	2010,0	196,0	120,2	55,7	306,4
70	3415,0	2608,2	221,0	131,9	61,4	354,1
80	4318,9	3298,0	248,4	143,4	67,4	397,7



Carga Standar COOPER E - 80, segun el AREA. Se obtiene las otras cargas por proporcion directa

En nuestro medio, las locomotoras más empleadas son las locomotoras diesel-eléctricas marca ALCO.

ALCO cuenta con varios modelos de locomotoras, como los modelos RS-11 (1 800 hp), RSD-12 (1 800 hp) y RSD-15 (2 400 hp). Southern Perú Cooper Corporation (SFCC) cuenta solamente con la locomotora que a continuación describimos:

Descripción de la Locomotora ALCO RS-11

Potencia	:	1 800 hp (1 323, kW)
Longitud total de la locomotora	:	40 pies 4 pulgadas (12,29 m)
Número de motores de tracción:	:	4
Altura de la locomotora	:	14 pies 6 pulgadas (4,41 m)
- Ancho de la locomotora	:	10 pies 1 5/8 pulgadas (3,09 m)
- Peso aprox. locomotora	:	260 000 lb (120 t)

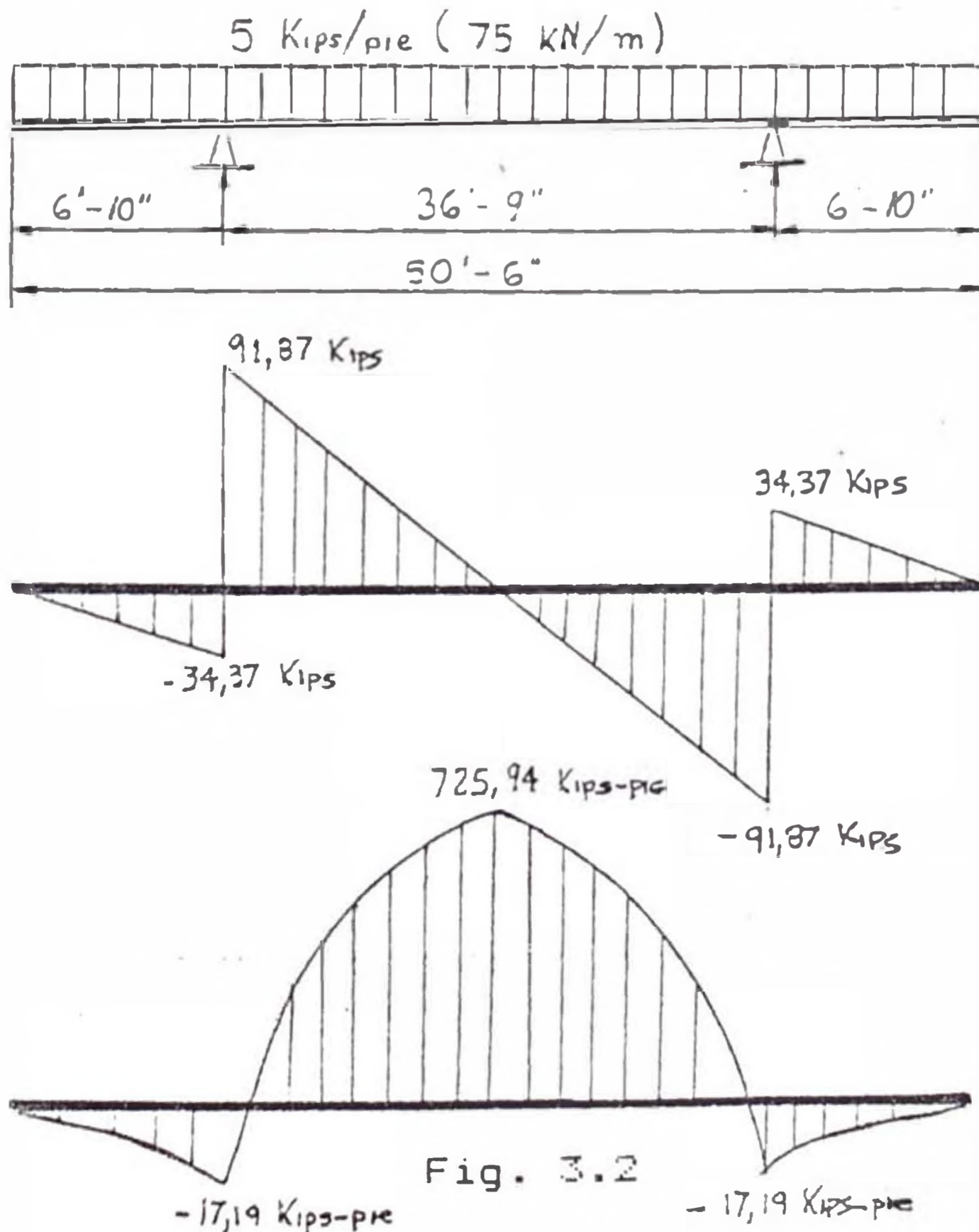
De acuerdo a las recomendaciones de la AASHTO en las que se dice que el tipo de carga a usarse en el diseño es aquel que produzca las máximas sollicitaciones en los tramos y de acuerdo a las especificaciones sobre distribución de carga de las locomotoras ALCO RS-11, se obtuvo el siguiente vehículo tipo: Para el diseño de la plataforma de elevación consideramos según

recomendaciones del AASHTO como carga viva, la carga estandard Cooper E-50, teniendo como base el peso de la locomotora (260 000 lb) y específicamente el tren de vagones, como, carga repartida en todo el claro de la viga.

Considerando todo lo anterior, se pudo dimensionar la plataforma de elevación que se muestra en la figura 3.2

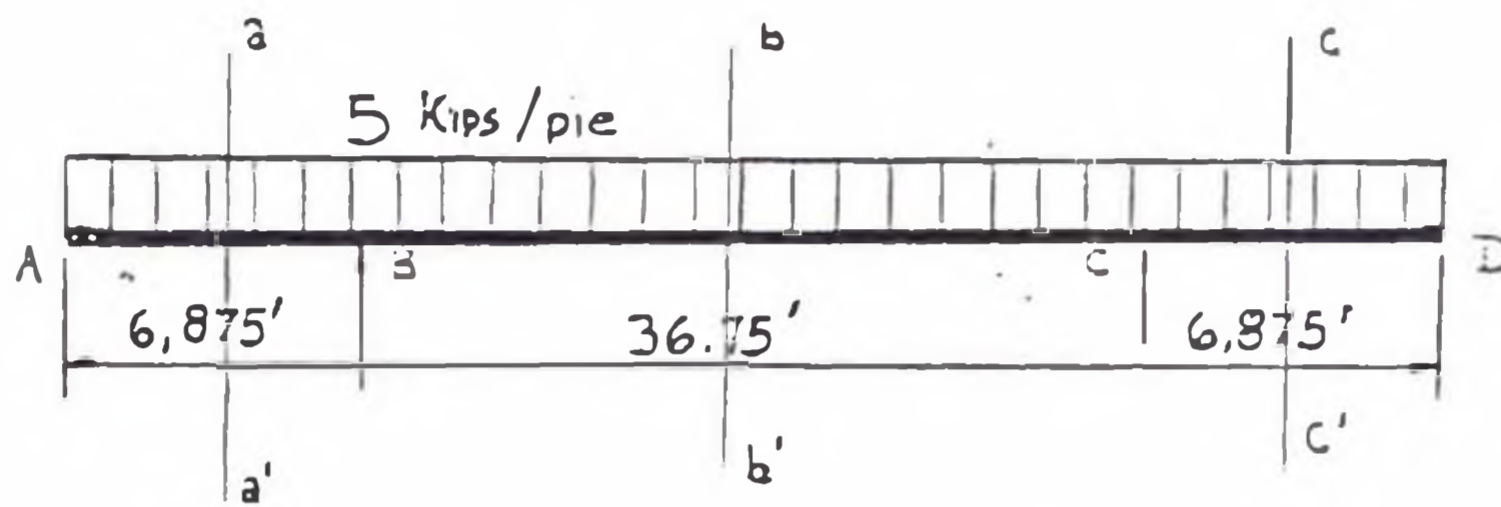
Diseño de la Viga Principal

La viga principal o trabe armada, estará sometida a cargas de flexión y corte, y tendrá las dimensiones y características que se muestran en la siguiente figura:





Cálculo del Diagrama de Esfuerzos Cortantes y Momento Flector



a) Cálculo de las reacciones:

$$R = w \times L = 5 \text{ kips/pie} \times 50,5 \text{ pies}$$

$$R = 252,5 \text{ kips (1 122,8 kN)}$$

$$R_1 = R_2 = R/2 = 252,5/2 = 126,25 \text{ kips (561,4 kN)}$$

Sección a - a' :

$$V_{AB} = - 5x$$

$$\text{Para } x = 0 \quad V_{AB} = 0$$

$$x = 6,875 \text{ pies} \quad V_{AB} = -5(6,875) = -34,37 \text{ kips}$$

$$M_{AB} = -5x (x/2) = -2,5 x^2$$

$$\text{Para } x = 0 \quad M_{AB} = 0$$

$$x = 6,875 \quad M_{AB} = -2,5(6,875)^2 = -17,19 \text{ kips-pie}$$

Sección b - b' :

$$V_{BC} = R_1 - w(x) = 126,25 - 5x$$

$$\text{Para } x=6,875 \text{ pies } V_{BC}=126,25 - 5(6,875)=91,875 \text{ kips}$$

$$x=43,63 \text{ pies } V_{BC}=126,25-5(43,63)=-91,875 \text{ kips}$$

$$M_{BC} = R_1 (x - 6,875) - 5x^2/2$$

$$\text{Para } x = 6,875 \text{ pies } M_{BC} = 126,25 (0) - 5 (6,875)^2/2$$

$$M_{BC} = -118,16 \text{ kips - pie}$$

$$x=43,63 \text{ pies } M_{BC}=126,25(43,63-6,875)-5(43,63)^2/2$$

$$M_{BC}=-118,16 \text{ kips - pie}$$

Sección c - c' :

$$V_{CD} = R_1 + R_2 - 5x = 252,5 - 5x$$

$$\text{Para: } x = 43,63 \text{ pies } V_{CD} = 252,5 - 5(43,63)$$

$$V_{CD} = 34,375 \text{ kips}$$

$$x = 50,5 \text{ pies } V_{CD} = 252,5 - 5(50,5) = 0$$

$$M_{CD} = R_1 (x-6,875) + R_2(x-43,63) - 5x^2/2$$

$$M_{CD} = 125,25 (x-6,875) + 126,25 (x-43,63) - 5x^2/2$$

Para:  $x = 43,63$  pies  $M_{CD} = -118,16$  kips-pie

$x = 50,5$  pies  $M_{CD} = 0$

$$M_{\text{máximo}} = \frac{w \times L^2}{4} (1/2 - 2c/L)$$

$$M_{\text{máximo}} = \frac{5(50,5)^2}{4} (1/2 - 2(6,875)/50,5)$$

$$M_{\text{máximo}} = 725,94 \text{ kips-pie (984,23 kN-m)}$$

$$M_{\text{máximo}} = 126,25 \text{ kips (561,4 kN)}$$

#### Impacto o efecto dinámico

Las sollicitaciones producidas en la estructura por las cargas móviles, deben incrementarse para tener en cuenta los esfuerzos adicionales debidos a los efectos dinámicos vibratorios y de impacto que esas mismas cargas producen. De esta manera una sollicitación (momento flector o fuerza cortante) producido por las cargas tipo, debe multiplicarse por un factor mayor que uno, para incluir su valor directo y el incremento debido a la

vibración, al fenómeno dinámico y al impacto. El coeficiente de mayoración para incluir los efectos dichos debe calcularse con la siguiente fórmula:

lb-pie-s	SI
$I_r = 50/(L+125) \leq 0,30$	$I_r = 15/(L + 38) < 0,30$

Según requerimiento de impacto de la AASHTO, donde L es la longitud del claro o porción de él que está cargado, en pies o en metros. El máximo valor que debe considerarse de  $I_r$  es 1,3 (Párrafo a.d.12 de AASHTO)

Para nuestro caso tendremos:

$$I_r = 50/(50,5 + 125) = 0,28$$

El momento de diseño:

$$M_d = 725,94 \times 1,28 = 929,20 \text{ kips-pie (1 259,8 kN-m)}$$

El cortante de diseño:

$$V_d = 126,25 (1,28) = 161,6 \text{ kips (718,79 kN)}$$

#### Diseño de la placa del alma

Suponemos el pedalte del alma igual a 39 pulgadas

El  $h/t_w$  para que no haya reducción en el esfuerzo permisible a flexión en el patín es:

$$h/t_w = 760/\sqrt{F_b} = 760/\sqrt{22} = 162 \text{ (aprox.)}$$

$F_b \times 0,6 F_y = 0,6 \times 36 = 22 \text{ kips/pulg}^2$  (para acero A-36)

Obtenemos, para  $h/t_w = 162$ ,  $t_w = 39/162$

$$t_w = 0,2407 \text{ pulg}$$

Probando tentativamente para  $t_w = 0,375 \text{ pulg.} \equiv (3/8)"$

Cómo máximo  $h/t_w = 14\ 000/\sqrt{F_y(F_y+16,5)} = 322$

$$t_{\min} = 39/322 = 0,1211 \text{ pulg.}$$

Para  $t_w = 0,375$ ,

$$h/t_w = 39/0,375 = 104 < 322 \text{ Correcto!}$$

#### Diseño de la placa del Patín o Ala

$$A_r \equiv [M_{\max}/(f_b \times h) - A_w/6] \quad f_b \leq F_b = 22$$

$$A_r = [(1\ 190 \times 12)/(21 \times 39)] - 39(0,375)/6$$

$$A_r = 14,99 \text{ pulg}^2$$

Probamos una placa para el patín de:

$$1\ 1/4 \text{ pulg.} \times 12 \text{ pulg} = 15 \text{ pulg}^2$$

No se tendrá en cuenta la carga viva en las ménsulas del acotamiento en la parte exterior de la trabe, donde se cubrirán con planchas de piso.

Haciendo esta suposición, la estimación de la carga muerta será:

- Peso de la traba (incluyendo los atiesadores y la soldadura) : 36.52 kips
- Tablero de acero y vigas transversales y un factor de 1,10 : 36,02 kips
- Vía a 30 lb/pie : 3,03 kips
- Ménsula (estimado, 300 lb/pie) : 15,15 kips

TOTAL : 90,72 kips (403,52 kN)

Nótese que se aplica un factor estimado en 10% para tener en cuenta otras incertidumbres.

El momento por carga muerta es:

$$M_m = \frac{W + L}{4} (1/2 - 2c/L) = \frac{90,72(50,5)}{4} (1/2 - 2(6,875)/50,5)$$

$$M_m = 260,8 \text{ kips-pie (353,59 kN-m)}$$

El cortante por carga muerta (en reacción) es:

$$V_m = W/2 = 90,72 = 45,36 \text{ kips (201,76 kN)}$$

El momento total de diseño es:

$$M_D = M_L + M_m = 929,20 + 260,8 = 1\ 190 \text{ kips-pie} (1\ 613,4 \text{ kN-m})$$

$$V_D = V_L + V_m = 161,6 + 45,36 = 206,96 \text{ kips} (920,56 \text{ kN})$$

Para patines de las traves:

$$b_f/2 t_f \leq 95/\sqrt{F_y} = 15,83$$

$$b/2 t_f = 12/2(1,250) = 4,8$$

$$4,8 \leq 15,83 \text{ Correcto!}$$

Cálculo del momento de inercia real y del módulo de sección y revisión de las dimensiones

$$I_{xx} = (b \times h^3)/12 + 2 A d^2$$

$$I_{xx} = \frac{0,375 (39)^3}{12} + 2(1,250)(12) \frac{(39}{2} + \frac{1,250)^2}{2}$$

$$I_{xx} = 1\ 853,72 + 14\ 004,19$$

$$I_{xx} = 15\ 857,91 \text{ pulg}^4 (6,6 \times 10^9 \text{ mm}^4)$$

Módulo de Sección:

$$S_x = I_{xx}/c = 15\ 857,91 / (39/2 + 1,250)$$

$$S_x = 764,24 \text{ pulg}^3 (12 \times 10^6 \text{ mm}^3)$$

Cálculo del Peso de la Trabe

$$W_T = \frac{0.490}{144} (2 \times 12 \times 1,250 + 0,375)(39)$$

$$W_T = 0,1518 \text{ kips/pie}$$

El momento flector adicional será:

$$M = \frac{W \times L^2}{4} \left( - - \frac{2c}{L} \right) = \frac{0,1518 (50,5)^2}{4} \left( - - \frac{2(6,875)}{50,5} \right)$$

$$M = 22,039 \text{ kips-pie}$$

El momento total a flexión es:

$$M_T = 1\ 190 + 22,039$$

$$M_T = 1\ 212,04 \text{ kips-pie (1\ 643,28 kN-m)}$$

Máximo esfuerzo de flexión en el centro

$$f_b = (M \times 12/S_x) = 1\ 212,04 \times 12/764,24$$

$$f_b = 19,03 \text{ kips/pulg}^2 (0,1312 \text{ kN/mm}^2)$$

Como esto es menor que 21 o 22 kips/pulg<sup>2</sup> (0,1447 kN/mm<sup>2</sup> ó 0,1517 kN/mm<sup>2</sup>), se revisa tentativamente el espesor del alma ( $t_w$ ).

$$h/t_w = 39/0,375 = 104 < \text{Correcto!}$$

Por lo tanto, se usará dos placas de patín de:



1 1/4 pulg. x 12 pulg. (31,75 mm x 304,8 mm)

y una placa de alma de:

3/8 pulg. x 39 pulg. (9,525 mm x 762 mm)

### Cálculo de los atiesadores

Las especificaciones del AISC requieren atiesadores de apoyo bajo las reacciones.

El esfuerzo cortante real bajo la reacción es:

$$f_v = V/A_w = \frac{161,6 + 0,1518 (50,5)/2}{(0,375 \times 39)}$$

$$f_v = 11,32 \text{ kips/pulg}^2$$

De acuerdo con la sección 1-10.5.3 del AISC, no se requieren atiesadores intermedios (además del atiesador exterior de apoyo) siempre que:

$$h/t \leq 260 \text{ y } f_v \leq F_v = F_y \times C_v / 2,89$$

Chequeando el esfuerzo cortante en el panel externo:

$$h/t_w = 39/0,375 = 104 < 260 \text{ Correcta!}$$

$$a/h = 82/39 = 2,10 > 1$$

$$k = 5,34 + \frac{4}{(a/h)^2} = 5,34 + \frac{4}{(2,10)^2} = 6,247$$

Suponiendo que  $C_v$  dará un valor 0,8

se probará la ecuación:

$$C_v = \frac{45\ 000 \times k}{F_y (h/t_w)^2} = \frac{45\ 000(6,247)}{36 (104)^2} = 0,722$$

$$C_v = 0,722 < 0,8$$

$$F_v = \frac{F_y \times C_v}{2,89} = \frac{36 \times 0,722}{2,89} = 8,99 \text{ kips/pulg}^2$$

$$\text{Como: } f_v = 11,32 > 8,99$$

Por lo tanto, se requieren atiesadores intermedios.

Calculando la distancia "a" del atiesador en el panel externo.

$$\text{Haciendo: } F_v = 11,32 \text{ kips/pulg}^2$$

$$C_v = \frac{F_v \times 2,89}{F_y} = 0,909$$

$$k = \frac{C_v \times F_y \times (h/t_w)^2}{45\ 000}$$

$$k = \frac{0,909 \times 36 \times 104^2}{45\ 000} = 7,86$$

$$a/h = \sqrt{\frac{4}{k - 5,34}} = \sqrt{\frac{4}{7,86 - 5,34}}$$

$$a/h = 1,26$$

$$a \leq 1,26 \times 30 \leq 37,8 \text{ pulg.}$$

Usamos: 36 pulgadas

Verificando los requerimientos del claro interior de 36,75 pies entre reacciones.

El cortante máximo se obtiene viniendo de la izquierda:

$$V = 91,875 \text{ kips}$$

$$f_v = 91,875 / 0,375 \times 39 = 6,28 \text{ kips/pulg}^2$$

Pruébese sin atiesadores:

$$a/h = 36,75 (12/39) = 11,30$$

$$k = 5,34 = \frac{4}{(11,30)^2} = 5,37$$

$$C_v = \frac{45\ 000 \times 5,37}{36 \times (104)^2} = 0,62$$

$$F_v = 36(0,62)/2,89 = 77,72$$

Como  $F_v = 7.72 > 6,28$  kips/pulg<sup>2</sup>

No se requieren atiesadores intermedios

### Diseño de los atiesadores de apoyo e intermedios

Para los atiesadores de apoyo en las reacciones de la trabe (se probarán dos placas de 5 pulg. x 1/2 pulg., para un ancho ( $2 \times 5 + 0,375 = 10,375$  pulg) que se acerque al ancho de la placa de patín de 12 pulg.

$$b/t = 5/0,5 - 10 \cong 95/\sqrt{F_y} \text{ Correcta!}$$

El momento de inercia es:

$$I = \frac{0,5 \times (10,375)^3}{12} = 46,53 \text{ pulg}^4$$

Use una longitud de placa para el atiesador

$$h - 4 t_w = 39 - 4(0,375) = 37,5 \text{ pulg.}$$

Para los atiesadores intermedios, con un solo atiesador intermedio, se usarán dos placas.

$$A_{st} = \frac{1 - c_v}{2} \left\{ \frac{a}{h} - \frac{(a/h)^2}{[1 + (a/h)^2]^{1/2}} \right\} \gamma \times D \times h \times t_w$$

que es la ecuación 1.10-3 del AISC.

Para una placa en ambos lados del alma de la viga,  $D = 1,0$  e  $Y = 1$  (acero A-36) tanto para el alma como para el atiesador;  $C_v = 0,909$  y  $a/h = 1,26$ .

$$A_{st} = \frac{1 - 0,909}{2} \left\{ 1,26 - \frac{(1,26)^2}{[1 + (1,26)^2]^{1/2}} \right\} 1 \times 1 \times 30 \times 0,375$$

$$A_{st} = 0,1398$$

$$A_{st} = 0,14 \text{ pulg}^2$$

Pruébese dos placas de  $5/16 \times 4$  pulg.

$$A = 2(5/16 \times 4) = 2,52 \text{ pulg}^2 > 0,14 \text{ Correcto!}$$

$$b/t = 4/0,285 = 14 \text{ Correcto!}$$

El momento mínimo de inercia de los atiesadores es:

$$(h/50)^4 = (30/50)^4 = 0,1296 \text{ pulg}^4$$

$$I = \frac{(0,285) \times (8 + 0,375)^3}{12} = 13,95 \text{ pulg}^4$$

$$I = 13,95 \gg 0,1296 \text{ Correcto!}$$

Usese una longitud de placa para el atiesador

$$h - 4 t_w = 30 - 4(0,375) = 28,5 \text{ pulg (723,9 mm)}$$

Por lo tanto, se usarán para el atiesador intermedio dos placas de  $5/16" \times 4 \times 28,5$  pulg., soldadas al patín de compresión y alma.

### Cálculo de la Forma de la Trabe Armada

Una vez diseñada la sección en el centro de la viga, buscamos la altura mínima de la viga en cada pie, tal que la sección sea bien diseñada por corte y flexión.

Tomaremos un diseño en el cual hacemos uso de los principios de vigas de esfuerzo uniforme. (Erik Oberg, Machinery's Handbook)•

Los valores son calculados de la fórmula:

$$X = H \times \sqrt{M^2 / N^2}$$

Donde:

H = Ordenada en el extremo de la trabe

X Ordenada requerida

N - Número de espacios iguales dentro de la cual la línea de la base es dividida

M Número de espacios a la ordenada requerida

La trabe armada tiene una longitud de 50 pies 6 pulgadas (15,24 m). La parte curvada tiene una longitud de 50 pies (15,24 m) la mitad de esta distancia o 25 pies (7,62 m) es dividida en 10 espacios de 2,5 pies (0,762 m) cada uno. La ordenada en el extremo de la trabe es asumida en 9 pulgadas (228,6 mm).

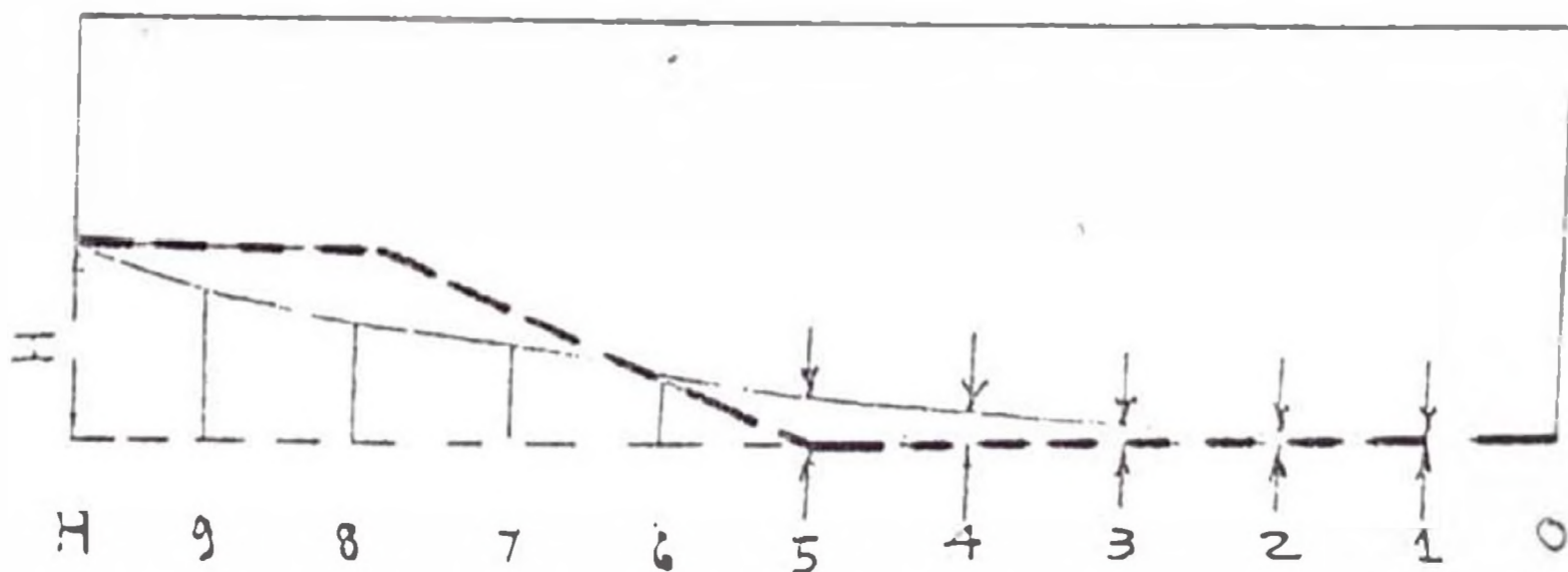
Reemplazando valores:

$$X = 9 \times (M^2/100)$$

$$X = 0,09 M^2$$

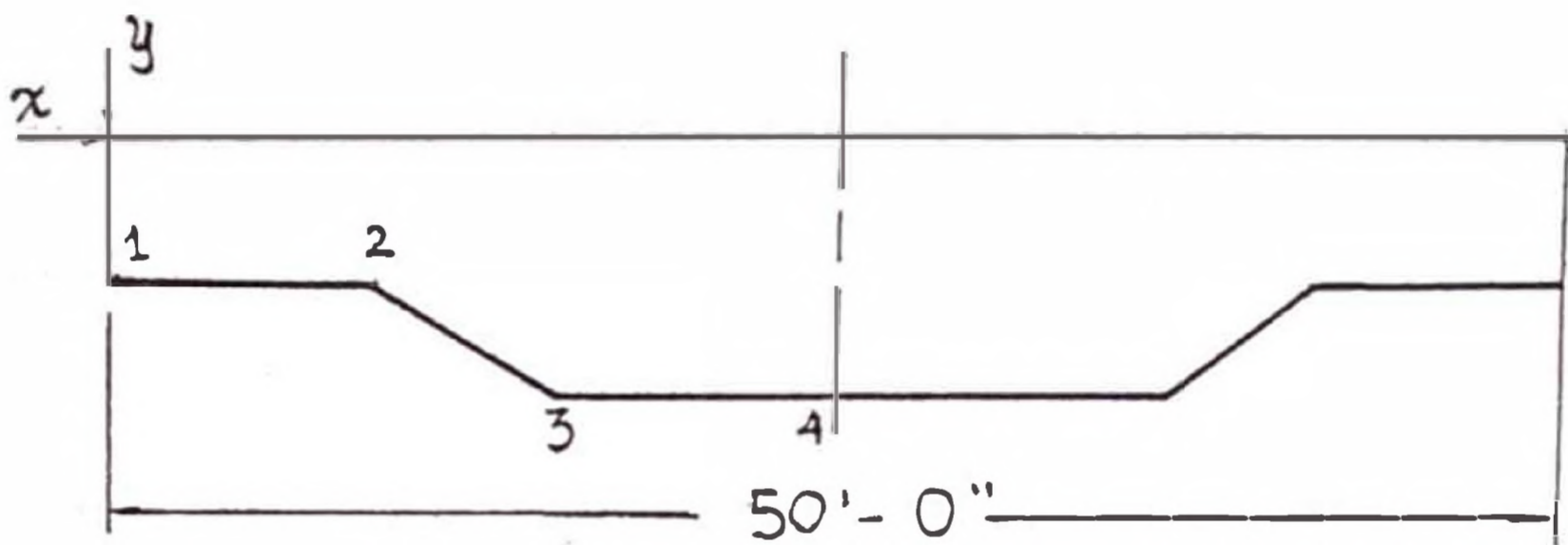
Obtenemos la siguiente tabla:

M	X (pulg.)	L (pies)
H	9	25
9	7 9/32	22,5
8	5 3/4	20
7	4 13/32	17,5
6	3 1/4	15
5	2 1/4	12,5
4	1 7/16	10
3	13/16	7,5
2	3/8	5
1	3/32	2,5



Conociendo ya las ordenadas mínimas en cada punto, podemos dar forma a la viga para que la variación de la altura sea en forma lineal, para una construcción más fácil.

La forma de la trabe que se tratará de conseguir será como la que se muestra en la figura:



Los puntos 1; 2; 3 y 4 serán lo más pegado posible a los valores de altura mínima y considerados por sus coordenadas; los cuales son medios con relación al alma.

Las coordenadas de los puntos notables en pulgadas son:

Punto 1	X = 0	Y = 30
Punto 2	X = 60	Y = 30
Punto 3	X = 150	Y = 39
Punto 4	X = 300	Y = 39



Cálculo de la Deflexión debido a las cargas

Calcularemos la deflexión en el punto en el cual se tiene el mayor momento flector.

La deflexión en el centro está dado por:

$$\delta = \frac{W \times L^2}{384 E I L'} (5 L^2 - 24 c^2)$$

Siendo:

W = Carga sobre la viga = 260 166 lb

E = 29 000 kips/pulg<sup>2</sup> módulo de elasticidad del  
acero

I = 15 857,91 pulg<sup>4</sup> momento de inercia de la  
sección transversal

L' = 50 pies 6 pulg Longitud total de la trabe

L = 441 pulg. Longitud central entre  
reacciones

c = 82,5 pulg Longitud de los extremos no  
soportados.

Reemplazando valores:

$$\delta = \frac{260 \times (441)^2 (5 \times (441)^2 - 24 \times (82,5)^2)}{384 \times 29\,000 \times 15\,847 \times 606}$$

Tenemos:

$$\delta = 0,3823 \text{ pulg (9,710 mm)}$$

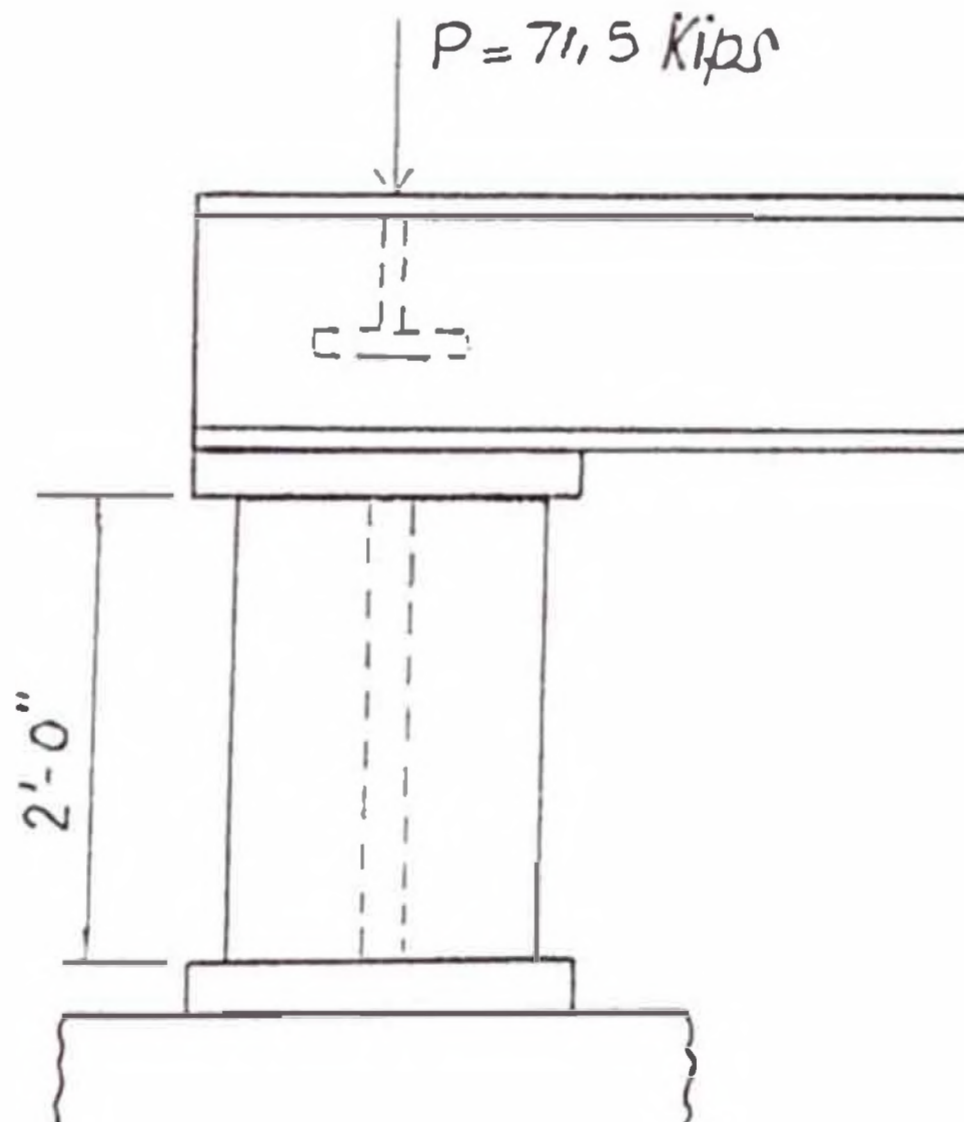
Las especificaciones actualmente limitan la deflexión calculada de la trabe bajo la carga muerta + carga viva, incluyendo el impacto, a  $\delta$  claro = 1/1000.

$$\delta = 0,3823 \leq 606/1000 = 0,606 \text{ pulg (15,39 mm)}$$

Correcto!

### 3.1.2 Cálculo y Diseño de la Estructura Soporte de la Plataforma

La posición más crítica de las cargas para las columnas, será aquella donde se produzcan la máxima carga axial de compresión para una longitud dada. Esta condición se da en la posición mostrada en la siguiente figura:



- Peso del vagón cargado	: 264 000 lb
- Peso de la Plataforma	: 22 000 lb
TOTAL	: 286 000 LB (1 272 kN)

Como la plataforma y vagón serán sostenidos por 4 columnas o bloques de comprensión tenemos:

$$F = \frac{286\ 000}{4} = 71\ 500\ \text{lb} \ (318,03\ \text{kN})$$

Probamos con W 10 x 30

$$S_x = 32,4\ \text{pulg}^3 \quad S_y = 5,75\ \text{pulg}^3$$

$$A = 8,84\ \text{pulg}^2$$

$$r_x = 4,38\ \text{pulg} \quad r_y = 1,37\ \text{pulg.}$$

Se toma  $K = 1$

$$\frac{K+L}{r_y} = \frac{2 \times 12}{1,37} = 17,52 \quad C_c \ (C_c = 126,1 \text{ para acero A-36})$$

$$F_c = \frac{36}{FS} \left[ 1,0 - 0,5 \times \frac{(K \times L/r)^2}{C_c^2} \right]$$

$$F_c = \frac{36}{FS} \left[ 1 - 0,5 \times \frac{(17,52)^2}{(126,1)^2} \right] = \frac{35,65}{FS}$$

Calculamos el factor de seguridad como:

$$FS = 1,67 + 0,375 \times \frac{K \times L/r}{C_c} - 0,125 \times \frac{(K \times L/r)^3}{C_c^3}$$

$$FS = 1,67 + 0,375 \times \frac{17,52}{126,1} - 0,125 \times \frac{(17,52)^3}{(126,1)^3}$$

$$FS = 1,7218$$

$$F_{\bullet} = \frac{35,65}{1,722} = 20,70 \text{ kips/pulg}^2$$

$$P_{\bullet} = 20,70 \times 8,84 = 182,99 > 71,5 \text{ kips Correcto!}$$

Se usará la sección W 10 x 30.

#### Cálculo de las Placas de Base de las Columnas

Tenemos los siguientes datos:

$$P = 71,5 \text{ kips} \quad \text{Carga total}$$

$$A = B \times C \quad \text{Area de la placa, pulg}^2$$

$$F_b = 0,75 \times F_y = 27 \text{ kips/pulg}^2 \quad \text{Esfuerzo de flexión permisible en la placa.}$$

$$F_p = 0,35 \times f_c' \quad \text{Esfuerzo (presión admisible sobre la cimentación.}$$

$$f_c' = 3\,000 \text{ lb/pulg}^2 \quad \text{Resistencia del concreto}$$

Por lo tanto:

$$F_p = 0,35 \times 3\,000 = 1\,050 \text{ lb/pulg}^2$$

t = espesor de la placa

Asumimos  $A \leq 1/2 (B \times C)$

Para que  $F_b = 0,35 f_c' = 1\,050 \text{ lb/pulg}^2$

$$A = \frac{P}{F_p} = \frac{71,5}{1,05} = 68,095 \text{ pulg}^2$$

$$B \times C \leq 2 \times 68,095 \leq 136,19 \text{ pulg}^2$$

Por lo tanto:

$$B = 8 \text{ pulg}$$

$$C = 16 \text{ pulg.}$$

La fórmula para calcular el espesor de la placa será:

$$t = \sqrt{3} \times \frac{F_p}{F_b} \times m^2 \quad \text{siendo} \quad m = \frac{16 - 10}{2} = 3 \text{ pulg}$$

$$t = \sqrt{3} \times \frac{1,05}{27} \times 3^2 = 1,05 \text{ pulg (26,67 mm)}$$

Usamos una placa de base de columna de 8 x 16 x 1 pulg de espesor.

Cálculo de los soportes laterales de las columnas  
(Plano longitudinal y transversal)

Para el cálculo de los soportes laterales longitudinales se hará considerando cargas debido a un frenado brusco, lo que producirá cargas longitudinales. Suponemos como máxima velocidad de desplazamiento de los vagones sobre la plataforma  $v = 10 \text{ km/h}$  ( $2,7 \text{ m/s}$ ) ( $9,1 \text{ pies/s}$ ) que es la máxima velocidad que podría desarrollarse; debido a las maniobras que se realizan, frecuentemente, el frenado es casi instantáneo, por lo que supondremos,  $t = 1 \text{ s}$  (tiempo de frenado) y  $FS = 2$  (factor de sobrecarga); luego tendremos:

$$a = \frac{V_f - V_o}{t} = \frac{0 - 9,1}{1,0} = -9,1 \text{ pies/s}^2$$

Donde tendremos que la fuerza axial actuante sobre cada una de las vigas será:

$$F_2 = \frac{250 \times 9,1}{4 \times 32,2} \times 2 = 35,33 \text{ kips (157,15 kN)}$$

Por disponibilidad en el mercado y más bajo costo con respecto a los perfiles I, probamos la siguiente sección: W 10 x 22.

$$S_x = 23,2 \text{ pulg}^3 \qquad r_y = 1,33 \text{ pulg}$$

$$A = 6,49 \text{ pulg}^2$$

$$\frac{K + L}{r} = \frac{1 \times 18}{1,33} = 163 > C_c = 126,1$$

$$F_a = \frac{149\,000}{(K \times L/r)^2} = \frac{149\,000}{(163)^2} = 5,5 \text{ kips/pulg}^2$$

$$P_a = F_a \times A = 5,5 \times 6,49 = 35,69 > 35,33 \text{ kips}$$

Correcto!

Usaremos una sección W 10 x 22 y como soportes transversales usaremos: La sección W 5 x 16.

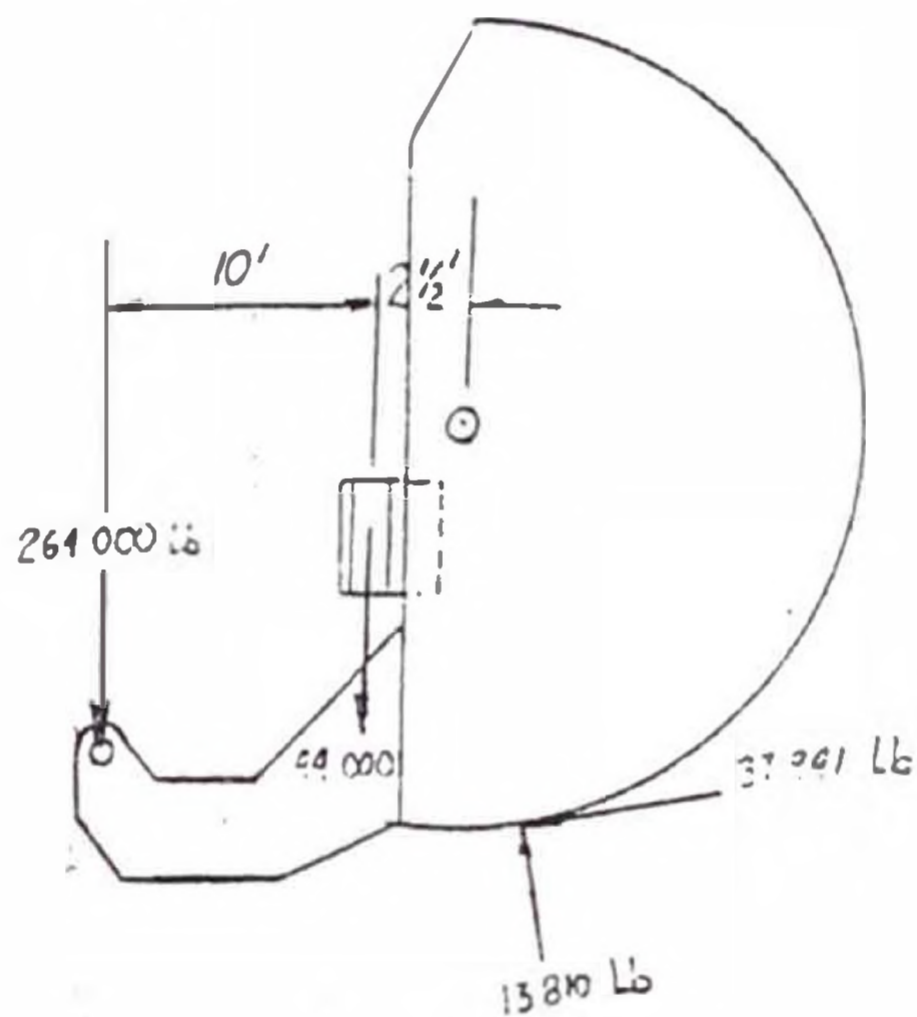
### 3.2 Cálculo y Diseño del Sistema de Elevación del Vagón

Las estructuras laterales son estructuras de acero pesado, toscamente semicircular en su contorno el cual rota sobre un pedestal de cojinetes ubicados encima y a un lado de la plataforma. Cuando rotan, ellos recogen la plataforma sobre la punta de rodillos con el vagón sobre él. La rotación continua hasta que el vagón es invertido sobre las tolvas y su contenido descargado. La rotación de regreso retorna la plataforma y vagón al nivel de la vía.

Las estructuras laterales son contrapesadas para balancear parte del peso de la plataforma y vagón.

### 3.2.1 Cálculo y Diseño de las Estructuras Laterales de Contrapeso

En la siguiente figura se muestra el sistema de cargas asumido para calcular el espesor de la estructura semicircular.



Sabemos que el radio nominal del cilindro es 156 pulgadas de diámetro luego el diámetro exterior del tambor será:

$$D_o = 296 \text{ pulg de diámetro}$$

A continuación explicamos todos los casos a seguir para el cálculo de la estructura lateral.



Determinación de la presión exterior sobre la estructura lateral

En este análisis, la fuerza radial aplicada sobre el cilindro será igual a  $F_r = 13\ 810\ \text{lb}$  (61,43 kN), creando una presión radial uniforme de compresión ( $P_o$ ) sobre el casco igual a:

$$P_o = \frac{F_r}{2 \times \pi \times r \times b}$$

Donde:

$F_r = 13\ 810\ \text{lb}$	fuerza radial
$r = 148\ \text{pulg}$	Radio exterior del cilindro
$b = 48\ \text{pulg}$	Ancho exterior del cilindro

Reemplazando valores:

$$P_o = \frac{13\ 810}{2 \times 3,1416 \times 148 \times 48} = 0,309\ \text{lb/pulg}^2$$

Determinación del espesor del Casco debido a la fuerza radial

El tambor es considerado como un cilindro o tubo sujeto a una presión externa ( $P_o$ ). Si este tubo es relativamente corto los extremos le confieren mayor rigidez contra el pandeo y la presión crítica de pandeo

será tomarlo como un gran tubo, sin considerar el aumento de rigidez por los extremos.

De acuerdo a "Resistencia de Materiales" parte 2, Timoshenko pag. 224, la siguiente fórmula es usada:

$$P_{cr} = \frac{E \times t^3}{4 (1 - \mu^2) \times r^3}$$

Donde:

$\mu = 0,3$  Coeficiente de Poisson (acero)

$r = 148$  pulg Radio exterior del cilindro

Por lo tanto:

$$P_{cr} = \frac{30 \times 10^6 \times t^3}{4 (1 - 0,3^2) \times 148^3}$$

Esta es la presión crítica externa sobre el casco en el cual el pandeo puede ocurrir. De esto deducimos que el espesor requerido, deberá ser:

$$t = \sqrt[3]{0,393 \times P_{cr}}$$

El mínimo espesor del casco (t) necesario para una presión crítica de pandeo igual a la presión de trabajo (0,309 lb/pulg<sup>2</sup>) deberá ser:

$$t = 310,393 \times 0,309 = 0,495 \text{ pulg (12.57 mm)}$$

Determinación del momento torsor sobre la estructura lateral

En este análisis, el momento torsor sobre el casco será igual a:

$$M_t = 264\ 000 \times 120 + 44\ 000 \times 30$$

$$M_t = 33\ 000 \text{ lb-pulg (3 728,3 kN-m)}$$

Determinación del espesor del casco debido al momento torsor

De acuerdo a "Resistencia de Materiales" parte 2, Timoshenko pag. 282, para torsión de tubo delgado usaremos la siguiente fórmula:

$$\tau = \frac{M_t}{2 \times A \times t}$$

Donde:

$\tau$  = Esfuerzo cortante en el espesor del casco,  
lb/pulg<sup>2</sup>

$M_t = 33\ 000\ 000 \text{ lb-pulg}$  Momento torsor

$A = \pi \times r^2 = 3,1416 \times 148^2$  Area encerrada por la línea

$t$  = Espesor del casco debido a torsión, pulg.

Por lo tanto:

$$\tau = \frac{33\ 000\ 000}{2 \times 3,1416 \times 148^2 \times t}$$

De esto deducimos que el espesor requerido, deberá ser:

$$t = \frac{239,77}{\tau}$$

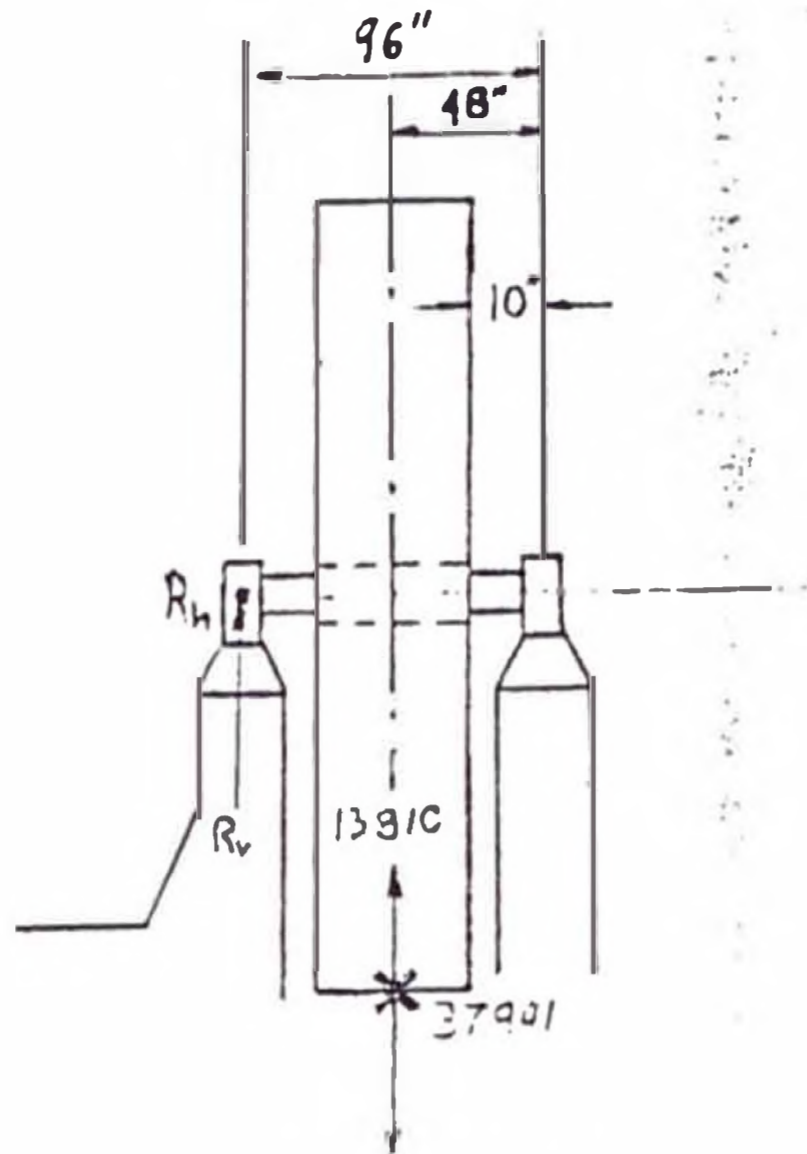
El mínimo espesor del casco (t) para un esfuerzo cortante permisible de 4 000 lb/pulg<sup>2</sup> será:

$$t = \frac{239,77}{4\ 000} = 0,0599 \text{ pulg (1,52 mm)}$$

Por lo tanto para el casco usaremos plancha de 1/2 pulg. de espesor.

Determinación del espesor de las placas de los extremos

Para el cálculo asumimos que la reacción en uno de los apoyos, producirá un momento flector que será tomado por un disco extremo.



La reacción en el plano vertical será:

$$96 R_v - (127\ 500 - 13810) \times 48 = 0$$

$$R_v = 56\ 850\ \text{lb} \ (536,4\ \text{kN})$$

La reacción horizontal en el apoyo de la izquierda será:

$$96 R_h - 37\ 941 \times 48 = 0$$

$$R_h = 18\ 970,5\ \text{lb} \ (84,38\ \text{kN})$$

La reacción resultante en el apoyo mencionado será:

$$R = \sqrt{R_v^2 + R_h^2} = \sqrt{56\ 850^2 + 18\ 970,5^2}$$

$$R = 59\ 931,6\ \text{lb} \ (266,57\ \text{kN})$$

El momento que actúa sobre la placa será:

$$M = 59\ 931,6 \times (10 + 0,5\ t)\ \text{lb-pulg}$$

Analizando las condiciones de borde, el caso que más se asemeja vendrá a ser el Caso 22, del libro de HORI de Esfuerzos y Deformaciones.

Siendo:  $R = 148$  pulg;  $r = 8$  pulg;  $\mu = 0,3$

$$K = \frac{0,49 R^2}{(r + 0,7 R)^2} = \frac{0,49 \times 148^2}{(8 + 0,7(148))^2} = 0,862$$

El espesor a calcular estará dado por la expresión:

$$S_d = \frac{3 \times M}{4 \times \pi \times r \times t^2} \times \left[ 1 + (1 + \mu) \ln \frac{2 \times (R - r)}{K \times R} \right]$$

Reemplazando valores:

$$13\ 000 = \frac{3 \times 59\ 931 \times (10 + 0,5t)}{4 \times 3,1416 \times 8 \times t^2} \left[ 1 + (1 + 0,3) \ln \frac{2(148 - 8)}{0,86 \times 148} \right]$$

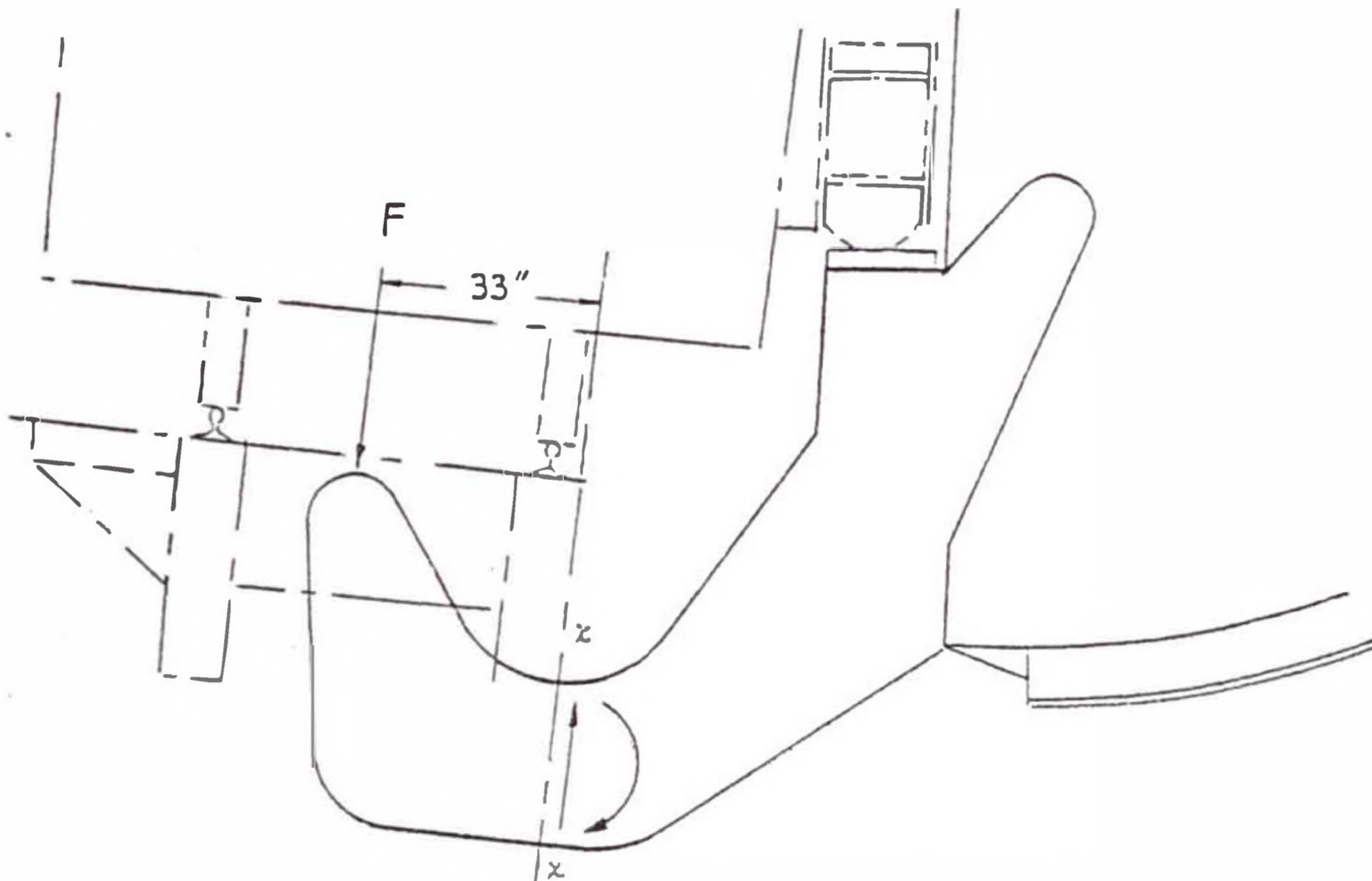
DE aquí:  $t = 1,74$  pulg (44,2 mm)

Por lo tanto el espesor en el centro de la estructura lateral donde se desarrolla el máximo esfuerzo será:

$$t = 1 \frac{3}{4} \text{ pulg. (44,45 mm)}$$

### 3.2.2 Cálculo y Diseño de los Brazos de las Estructuras Laterales

Para el cálculo estructural de los brazos de las estructuras laterales, nos ayudaremos de la siguiente figura, en la que se muestra una sección transversal de los brazos.



En esta sección actúa, un momento y un esfuerzo cortante al igual que en una viga curva.

F = Es la carga soportada por el brazo debida al peso de la plataforma y vagón cargado.

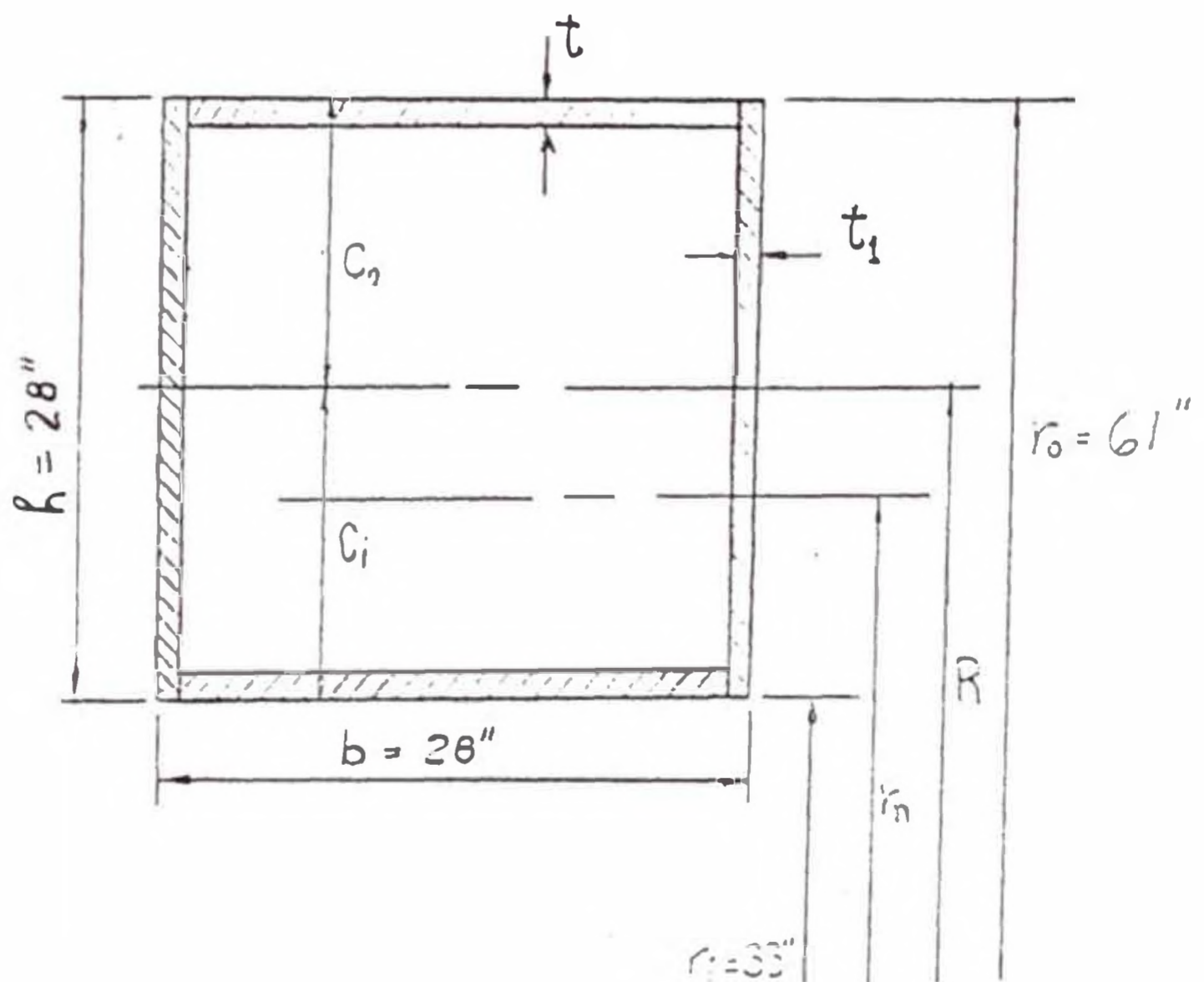
- Peso de la plataforma de elevación 90 000 lb
- Peso del vagón 44 000 lb

- Peso del material	220 000 lb
Total	<u>354 000 lb</u>

Por conveniencia la carga  $F$  la aproximamos a la mitad de las cargas deducidas anteriormente, por lo tanto:

$$F = \frac{354\ 000}{2} = 177\ 000\ \text{lb} \ (787,30\ \text{kN})$$

El momento que actúa en la sección de la viga curva asumida en la siguiente figura, es el momento de flexión con respecto al eje del centro de gravedad.



$$M = F \times R$$

Donde:

$$R = 33\ \text{pulg} \quad \text{Radio del centro de gravedad}$$

Por lo tanto:

$$M = 177\ 000 \times 33 = 5\ 841\ 000\ \text{lb-pulg} \ (659,9\ \text{kN-m})$$



Cálculo de la excentricidad

Para determinar los esfuerzos de la sección x-x del brazo, debemos calcular el momento de inercia de la sección y por tratarla como una viga curva se debe calcular la excentricidad (e) de la fibra neutra respecto al centro de gravedad de la sección.

Para el cálculo de la excentricidad aplicamos la fórmula simplificada aproximada, según el libro de Hori de Esfuerzos y deformaciones.

$$e = R - r_n$$

Donde:

$$R = r_1 + \frac{t_1 h^2 + 1/2 t^2 (b - 2t_1) + (b - 2t_1) \times t \times (h - 1/2 t)}{2 \times h \times t_1 + (b - 2t_1) \times 2 \times t}$$

$$r_n = \frac{(b - 2t_1) \times 2t + 2 \times t_1 \times h}{b \left[ \ln \frac{r_1 + t}{r_1} + \ln \frac{r_o}{r - t} \right] + 2t_1 \ln \frac{r_o - t}{r_1 - t}}$$

Reemplazando valores:

$$R = 33 + \frac{0,75 \times 28^2 + 1/2 \times 1^2 \times (28 - 2 \times 0,75) + (28 - 2 \times 0,75) \times 1 \times (28 - 1/2 \times 1)}{(2 \times 28 \times 0,75) + (28 - 2 \times 0,75) \times 2 \times 1}$$

$$R = 33 + \frac{601,25 + 728,75}{42 + 53} = 47 \text{ pulg}$$

$$r_n = \frac{(28 - 2 \times 0,75) \times 2 \times 1 + 2 \times 0,75 \times 28}{28 \times \left( \ln \frac{33+1}{33} + \ln \frac{61}{61-1} \right) + 2 \times 0,75 \times \ln \frac{61-1}{33-1}}$$

Por lo tanto:

$$e = R - r_n = 47 - 42,38 = 4,62 \text{ pulg (117,35 mm)}$$

Los esfuerzos que se originan en la sección x-x de la figura anterior son:

$$S_o = \frac{M \times C_o}{A \times e \times r_o}$$

$$S_i = \frac{M \times C_i}{A \times e \times r_i}$$

Donde M es el momento actuante.

$C_i$ ,  $C_o$  es la altura o distancia de la fibra neutra a los radios internos o externo respectivamente ( $r_i$ ,  $r_o$ )

$$S_o = \frac{M + C_o}{A \times e \times r_o} \times 1,03 = \frac{5\ 841\ 000 \times 14 \times 1,03}{95 \times 4,62 \times 61}$$

$$S_o = 3\ 145,98 \quad (\text{compresión})$$

$$S_1 = \frac{M \times C_1 \times 1,03}{A \times e \times r_1} = \frac{5\ 841\ 000 \times 14 \times 1,03}{95 \times 4,62 \times 33}$$

$$S_1 = 5\ 815,31 \quad (\text{tracción})$$

Por lo que según los resultados, el esfuerzo  $S_{x-x}$  máximo es:

$$S_{x-x} = 5\ 815,31 \text{ lb/pulg}^2$$

Del cálculo de resistencia del acero A-36 se tiene:

$$S_u = 62\ 000 \text{ lb/pulg}^2$$

$$S_y = 36\ 000 \text{ lb/pulg}^2$$

Tomando un factor de seguridad:  $n = 4$

$$\frac{S_y}{4} > S_{x-x} \text{ max}$$

De lo que se deduce que el material del brazo de la estructura lateral cubre los requisitos de esfuerzo expuestos.

Los pernos de amarre deben ser de acero SAE 1045 (1 1/4"  $\varnothing$  N.C.) y el pín de 5 1/2 pulgadas de diámetro. Estos han sido calculados en base de que están sometidos a esfuerzos combinados de tensión y corte. Estos esfuerzos son originados por la fuerza F y por el peso de la viga básicamente.

Por extensión de la redacción se ha omitido la transmisión de estos cálculos.

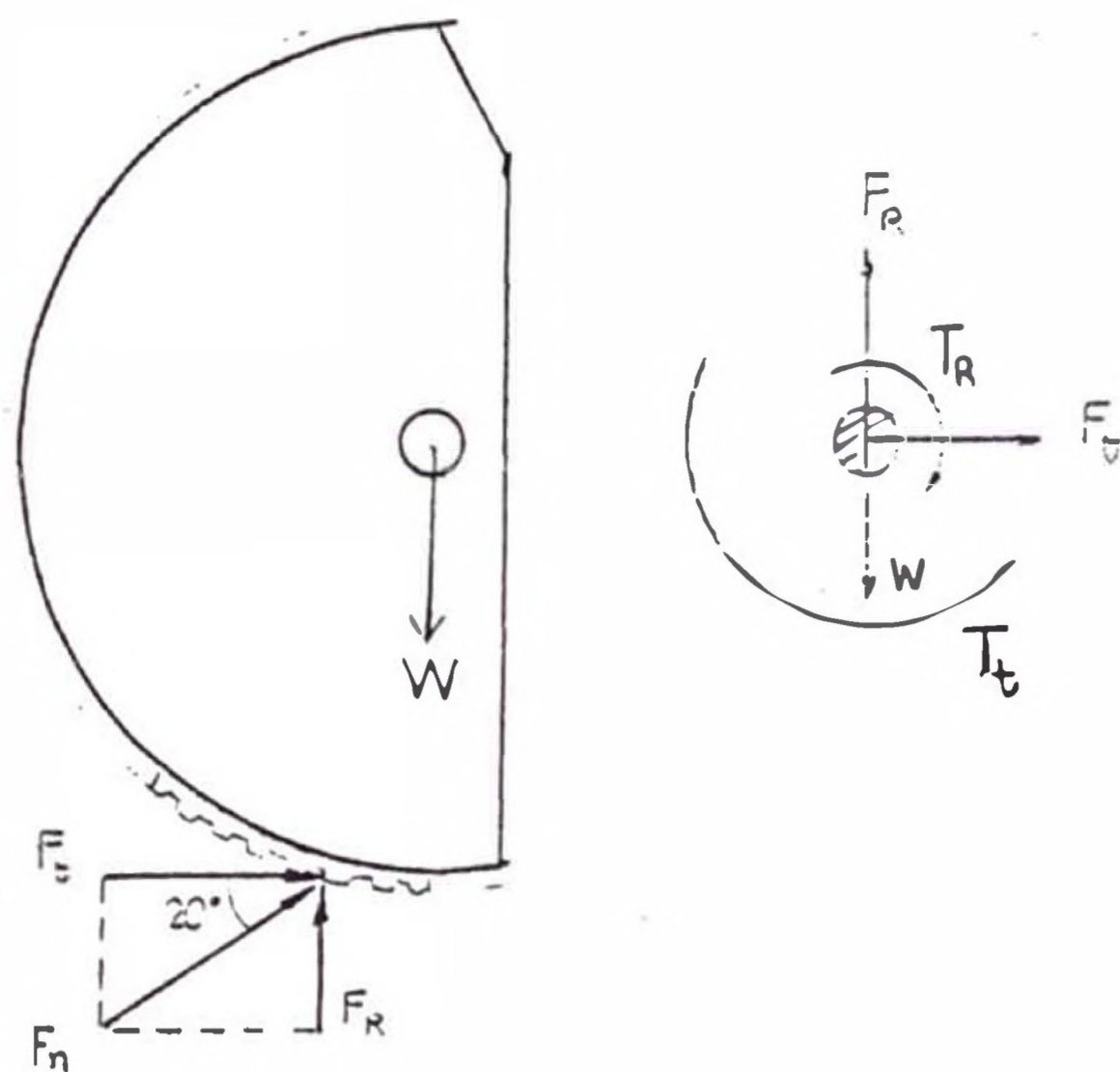
### 3.2.3 Cálculo y Diseño del Eje Pivote del Volteador

Para el cálculo del eje de giro nos auxiliaremos de la siguiente figura, en la que se muestran todas las fuerzas y reacciones actuantes.

$$F_t = 37\,941 \text{ lb} \quad (168,8 \text{ kN})$$

$$F_r = 13\,810 \text{ lb} \quad (61,43 \text{ kN})$$

Estas fuerzas han sido determinadas a partir de las condiciones de potencia y configuración del piñón y engranaje anular, tratados en la sección 3.5 de este capítulo.



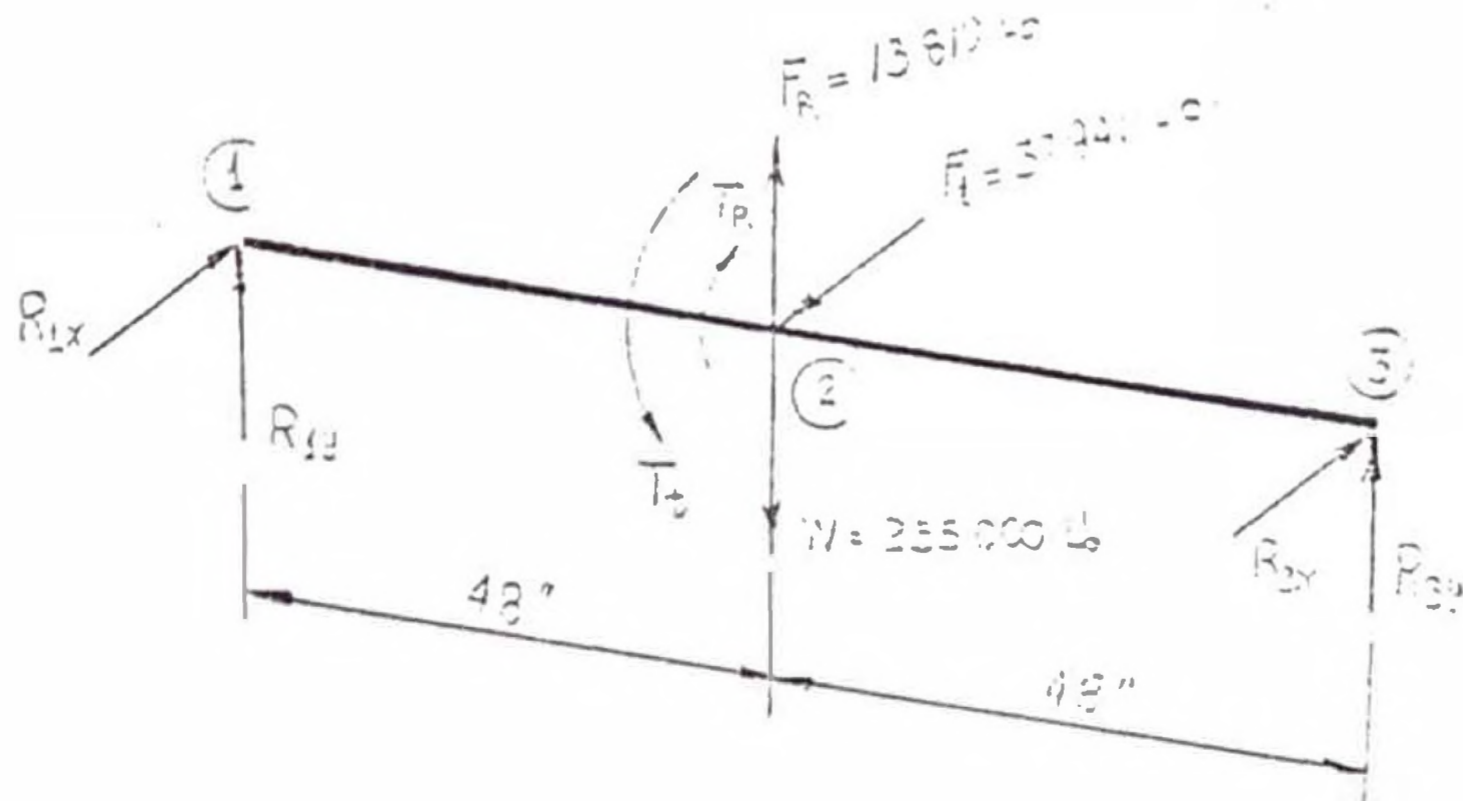
Fuerzas en la Cremallera

A continuación se determinan las reacciones  $R_{1y}$ ;  $R_{1x}$ ;  $R_{3y}$ ;  $R_{3x}$ . Haciendo el diagrama de cuerpo libre, considerando el eje como una línea.

Diagramas de Cargas

Cálculo de las reacciones:

$$F_y = 0 \quad R_{1y} + R_{3y} + F_r - W = 0 \dots\dots\dots (a)$$



$$M_2 = 0 \quad W (48) - F_r (12) - R_{3y} (96) = 0$$

$$255\,000 \times 48 - 13\,810 \times 48 - R_{3y} \times 96 = 0$$

Entonces en ( $\alpha$ )

$$R_{1y} = 120\,595 \text{ lb} \quad (536,4 \text{ kN})$$

$$\Sigma F_x = 0 \quad R_{1x} + R_{3x} = 37\,941$$

Por simetría:  $R_{1x} = R_{3x} = 18\,970,5 \text{ lb} \quad (84,38 \text{ kN})$

Cálculo de los momentos flectores:

Momentos verticales

$$M_{1y} = M_{3y} = 0$$

$$M_{2y} = 241\,190 \times 48 = 11\,577\,120 \text{ lb-pulg} \quad (1\,308 \text{ kN-m})$$

Momentos horizontales

$$M_{1x} = M_{3x} = 0$$

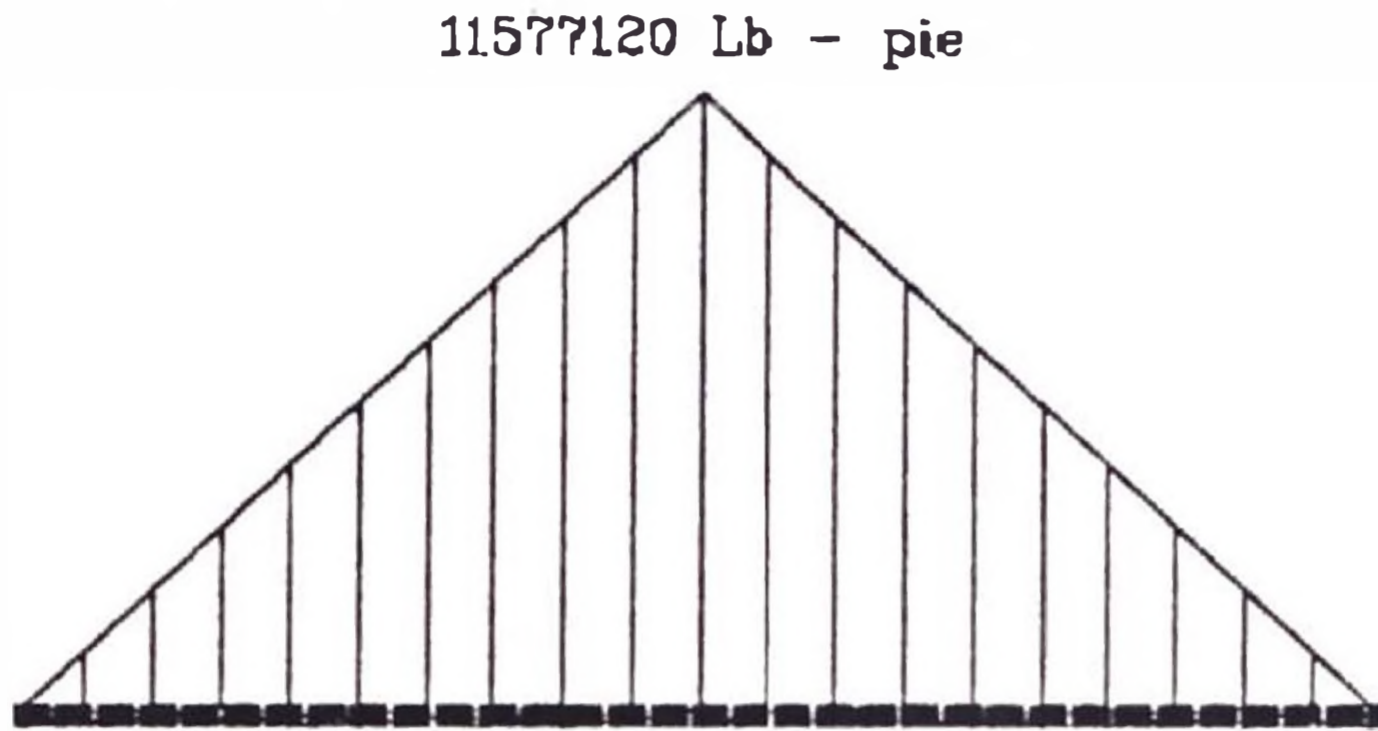
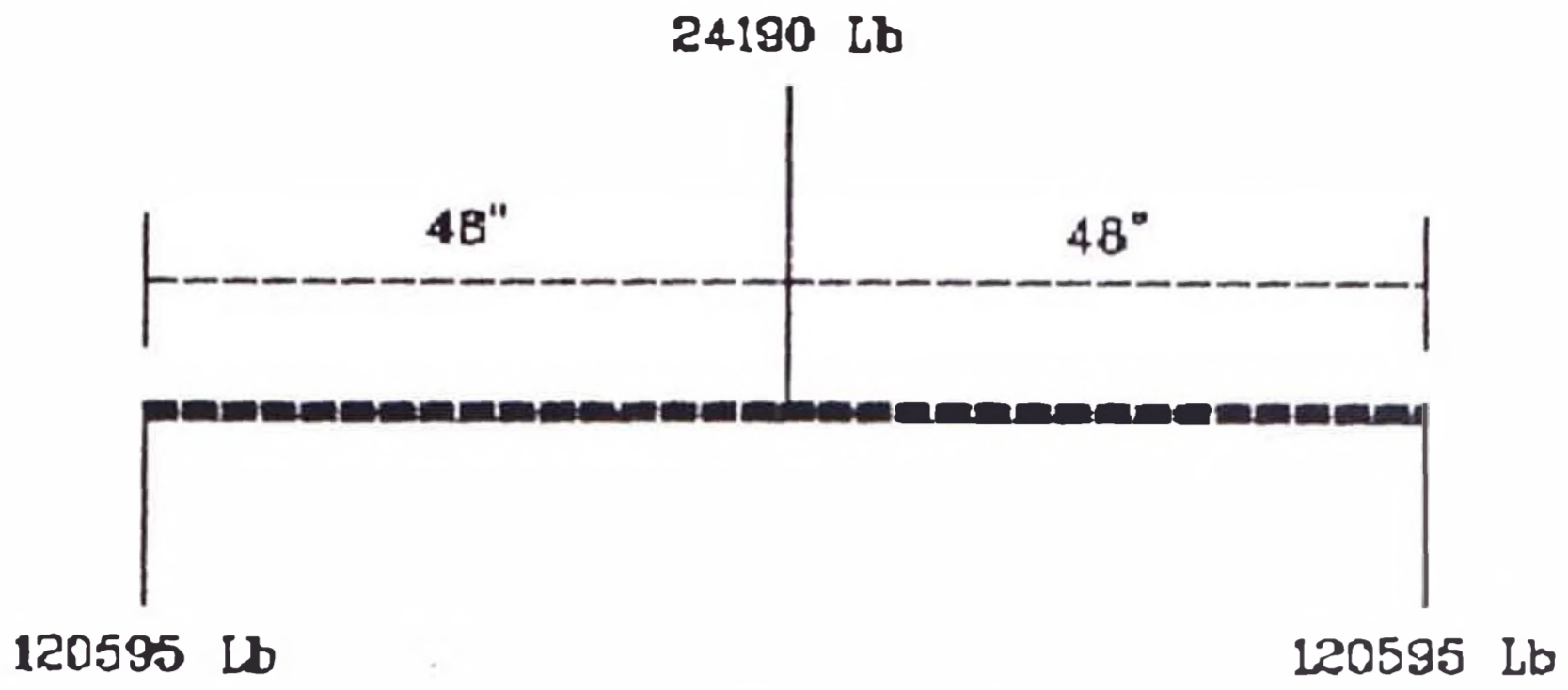
$$M_{2x} = 37\,941 \times 48 = 1\,821\,168 \text{ lb-pulg} \quad (205,75 \text{ kN-m})$$

De todo lo visto anteriormente se concluye que, el punto o zona 2, es la sección crítica.

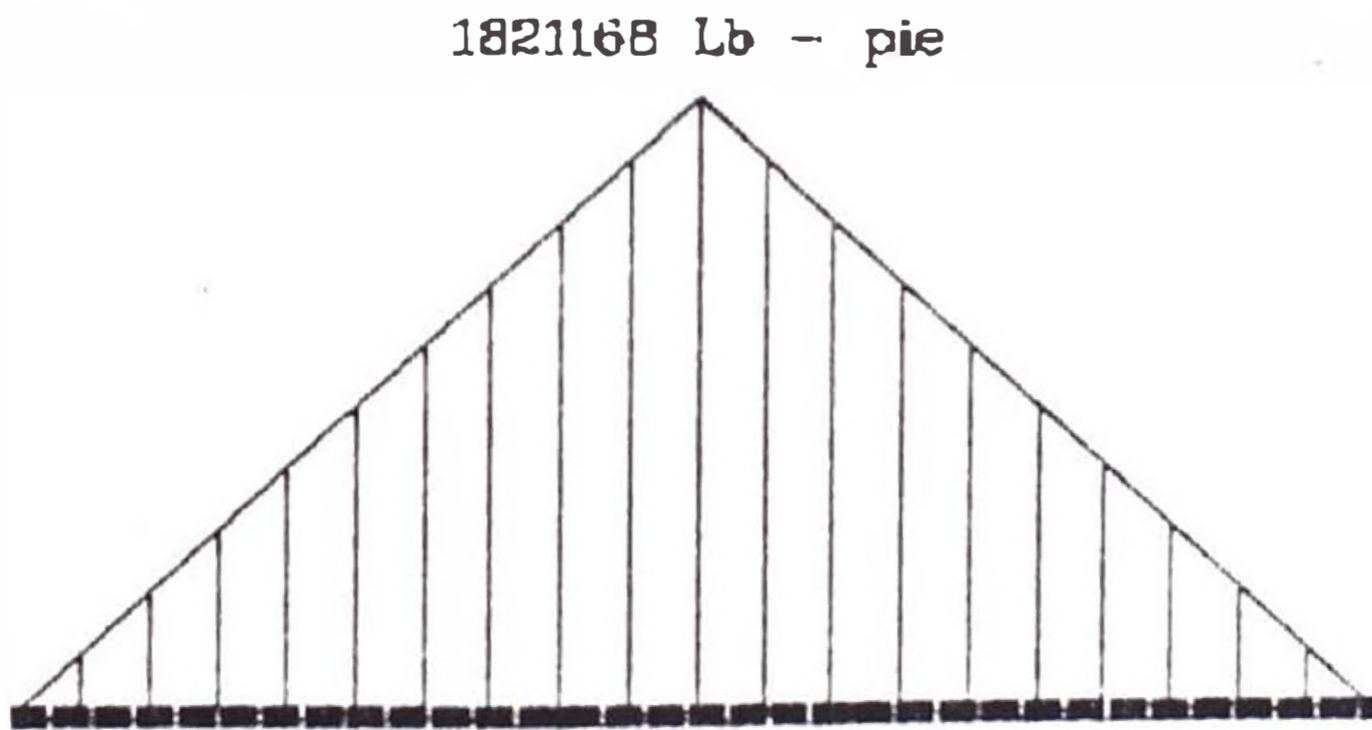
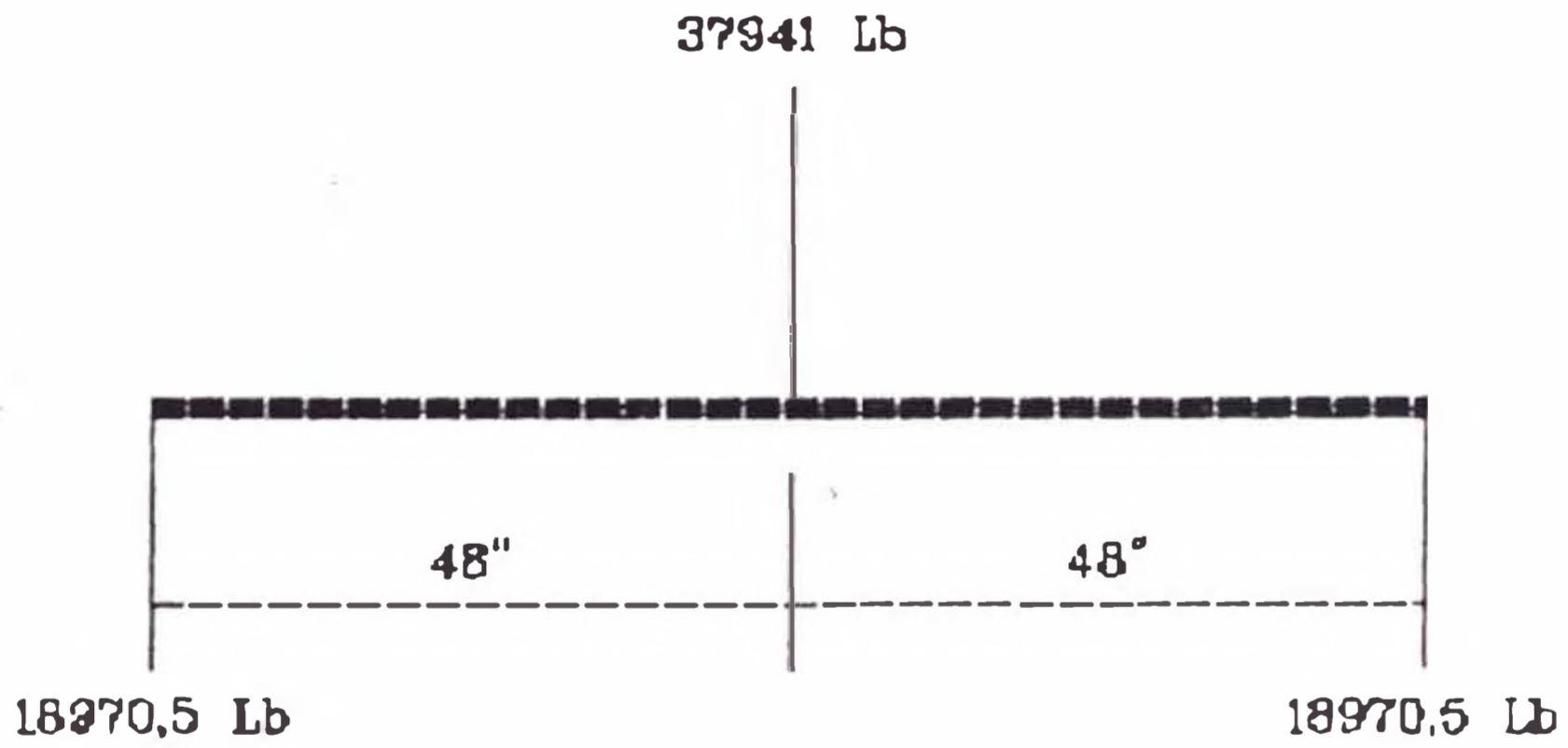
Sección Crítica

$$M_{max} = \sqrt{M_{2x}^2 + M_{2y}^2}$$

# DIAGRAMAS DE CARGAS



MOMENTOS PLANO VERTICAL



MOMENTOS PLANO VERTICAL

$$M_{max} = 11\,719\,486 \text{ lb-pulg} \quad (1\,324 \text{ kN-m})$$

El torque máximo será:

$$M_t \text{ max} = 5\,744\,680 - 165\,720 = 5578\,960 \text{ lb-pulg} \quad (630 \text{ kN-m})$$

En seguida pasaremos a determinar el diámetro del eje, la ecuación del código ASME para un eje macizo con carga axial pequeña o nula es:

$$d^3 = \frac{16}{\pi S_e} \sqrt{(K_b \times M_b)^2 + (K_t \times M_t)^2}$$

En el cual, para la sección en consideración:

$M_t$  = Momento de torsión, lb-pulg

$M_b$  = Momento de flexión, lb-pulg

$K_b$  = Factor combinado de choque y fatiga aplicado al momento de flexión

$K_t$  = Factor combinado de choque y fatiga aplicado al momento de torsión

$d$  = Diámetro exterior del eje

Los factores  $K_b$  y  $K_t$  se toman igual a 1,0 respectivamente, valores que se aplican a ejes rotativos con carga aplicada gradualmente.



El esfuerzo  $S_u$  de corte admisible lo tomaremos como 18 000 lb-pulg<sup>2</sup> que es el 30% del esfuerzo de fluencia elástico ( $S_y$ ) de un acero de  $S_y = 60$  kips.

$$S_u = 60\ 000 \times 0,30 = 18\ 000 \text{ lb-pulg}^2$$

$$d^3 = \frac{16}{3,1416 \times 18\ 000} \sqrt{(1 \times 11\ 719\ 486)^2 + (1 \times 5\ 578\ 960)^2}$$

Resolviendo:

$$d = 15,39 \text{ pulg}$$

Puede tomarse:  $d = 15 \frac{1}{2}$  pulg

Usaremos dos ejes de pivote de  $15 \frac{1}{2}$  pulgadas de diámetro, acero SAE 1045

Chequeo de la Deflexión (f) del eje calculado

Según la siguiente figura, se tiene una aproximación práctica para el cálculo de la flecha f. En esta se considera que el eje es una viga con una carga repartida en un tramo centrado.

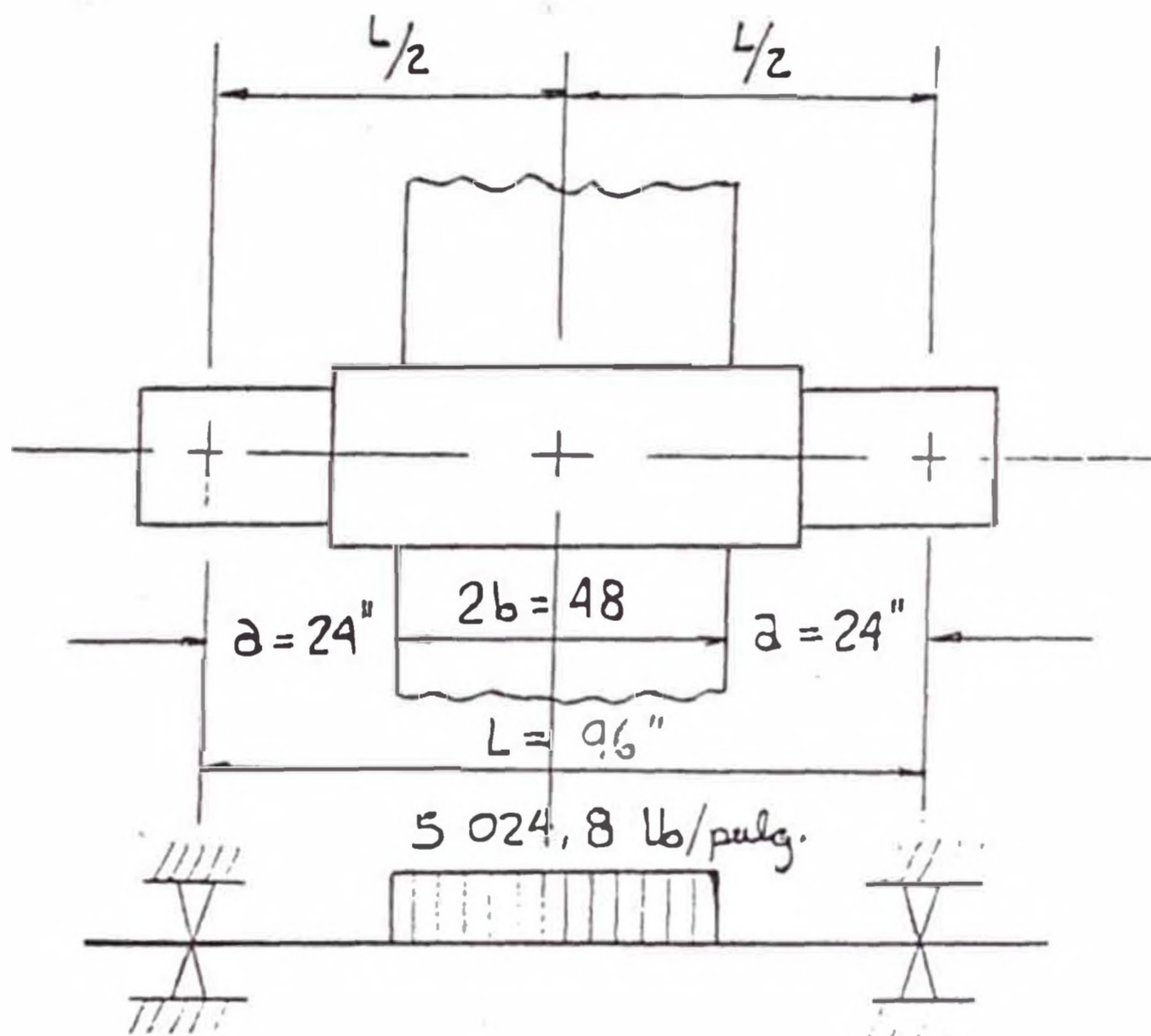
La flecha se valora por:

$$f = \frac{W \times b}{24 \times E \times I} \times (L^3 - 2 \times L \times b^2 + b^3)$$

Para:  $d = 15 \frac{1}{2}$  pulg (393,7 mm)

$$I = \frac{\pi \times d^4}{64} = \frac{3,1416 \times 15,5^4}{64} = 2\,833,33 \text{ pulg}^4$$

Reemplazando valores tenemos:



$$f = \frac{5\,024,8 \times 24}{24 \times 30 \times 10^6 \times 2\,833,33} \times (96^3 - 2 \times 96 \times 24^2 + 24^3)$$

$$f = 0,465 \text{ pulg (1.181 mm)}$$

Si se tiene que es considerada buena práctica limitar la deflexión a un máximo de 0.010 pulg por pie de longitud, nuestro resultado es aceptable, por ser menor que 0,080 pulgadas admisible.

### **3.3 Cálculo y Diseño del Sistema de Soporte Lateral**

Una viga de soporte lateral (sostén) la cual soporta toda la longitud del vagón durante la operación de volteo. Está unida a los extremos de las estructuras laterales semicirculares por medio de pines giratorios mantenido en soportes de acero fundido.

La viga está protegida con bloques de madera dura para prevenir daños a los costados del vagón.

Una plancha a todo lo largo (placa vertedera) es pivoteada desde la viga de sostén (viga lateral) para dirigir el material descargado durante la temprana rotación hacia las tolvas de recepción.

#### **3.3.1 Cálculo y diseño de la Viga de Apoyo Lateral**

La viga de apoyo lateral servirá para contener lateralmente al vagón al momento de comenzar el volteo. Su posición más crítica es cuando el vagón descansa completamente sobre la viga, transmitiendo su carga a través de cinco perfiles de refuerzo en cada costado del vagón.

La viga también contendrá parte de la carga (concentrado de cobre) que no ha sido descargada, la cual asumiremos como el 50% de la carga total. Así tenemos:

- Peso del vagón

44 000 lb

- 50% de la carga	110 000 lb
TOTAL	<u>154 000 lb</u>

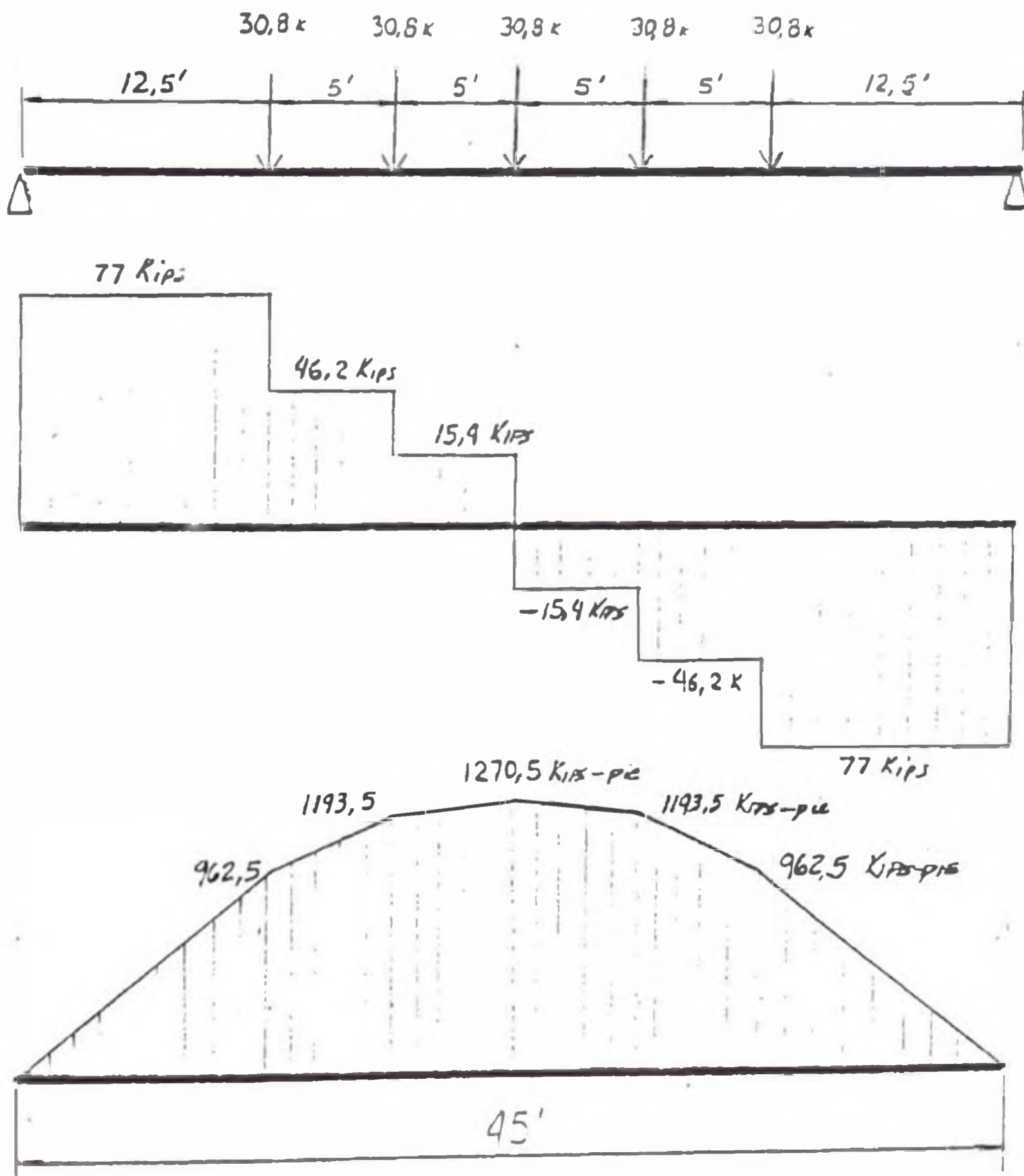
De acuerdo a los requerimientos anteriores y dimensiones de los equipos, se bosquejó la viga de apoyo lateral, con el sistema de cargas que actúan sobre ella y sus correspondientes diagramas de fuerza cortante y momento flector.

Como el vagón se apoya a través de 5 perfiles, la carga en cada una será:

$$F = 154\ 000 / 5 = 30\ 800\ \text{lb} \quad (136,9\ \text{kN})$$

Y las reacciones de la viga son:

$$R_L = R_R = 154\ 000 / 2 = 77\ 000\ \text{lb} \quad (342,5\ \text{kN})$$



Asumiremos el pedalte del alma = 38 pulgadas, el  $h/t_w$  para que no haya reducción en el esfuerzo permisible a flexión en el patín es:

$$\frac{h}{t_w} = \frac{760}{\sqrt{F_b}} = \frac{760}{\sqrt{22}} = 162 \text{ aprox.}$$

Por lo tanto, para  $h/t = 162$ ,  $t = \frac{38}{162} = 0,234 \text{ pulg}$

Probamos tentativamente  $t_w = 0,5 \text{ pulg}$

$$\text{máximo } \frac{h}{t_w} = \frac{14\ 000}{\sqrt{F_y} \times (F_y + 16,5)} = 322$$

$$t_w \text{ min} = 38/322 = 0,118 \text{ pulg}$$

Para  $t_w = 0,5 \text{ pulg}$        $h/t = 38/0,5 = 76$

Haciendo un diseño preliminar de las placas del ala

$$A_r = \approx \frac{2 \times M}{f_b \times h} - \frac{A_w}{6}$$

$$A_r = \frac{2 \times 1\ 270,5 \times 12}{21 \times 38} - \frac{38 \times 0,5}{6} = 35,03 \text{ pulg}^2$$

Suponemos  $f_b = 21$  kips/pulg<sup>2</sup>. probamos una placa para el patín de: 1 x 36 pulg.

$$\frac{b}{4 \times t_f} = \frac{36}{4 \times 1} = 9 < \frac{95}{F_y} \quad (\text{AISC sección 1-9.1.2})$$

Calculando los momentos de inercia real y el módulo de sección de la sección de prueba.

$$I_x = \frac{36 \times 40^3}{12} - \frac{19 \times 38^3}{12} - \frac{2 \times 8 \times 38^3}{12}$$

$$I_x = 31\,956,66 \text{ pulg}^4$$

$$S = \frac{I}{C} = \frac{31\,956,66}{20} = 1\,597,88 \text{ pulg}^3$$

Calculamos el peso de la viga:

$$w = \frac{0,490}{144} \times (2 \times 0,5 \times 38 + 2 \times 1 \times 36) = 0,64145 \text{ kips/pie}$$

El momento flector adicional aproximado debido al peso de la viga es:

$$M = \frac{0,6414 \times 45^2}{8} = 162,37 \text{ kips-pie}$$

El momento total a flexión =  $1\,270,5 + 162,37 = 1\,432,87$  k-pie

$$f_b = \frac{M}{S} = \frac{1\,432,87 \times 12}{1\,587,83} = 10,76 \text{ kips} < F_b \text{ Correcto!}$$

Por lo tanto se usarán dos placas de patín de  $1 \times 36$  pulg ( $25,4 \text{ mm} \times 914,4 \text{ mm}$ ) y dos placas de alma de  $1/2 \times 38$  pulg ( $12,7 \text{ mm} \times 965,2 \text{ mm}$ ).

Revisando el cortante en el alma, de manera que las placas no sean demasiadas delgadas, tenemos:

$$f_v = \frac{77}{38 \times 0,5} = 4,053 < 0,4 F_y \text{ Correcto!}$$

### Requerimiento de atiesadores

Las especificaciones del AISC requieren atiesadores de apoyo bajo las reacciones y las cinco cargas concentradas de los soportes.

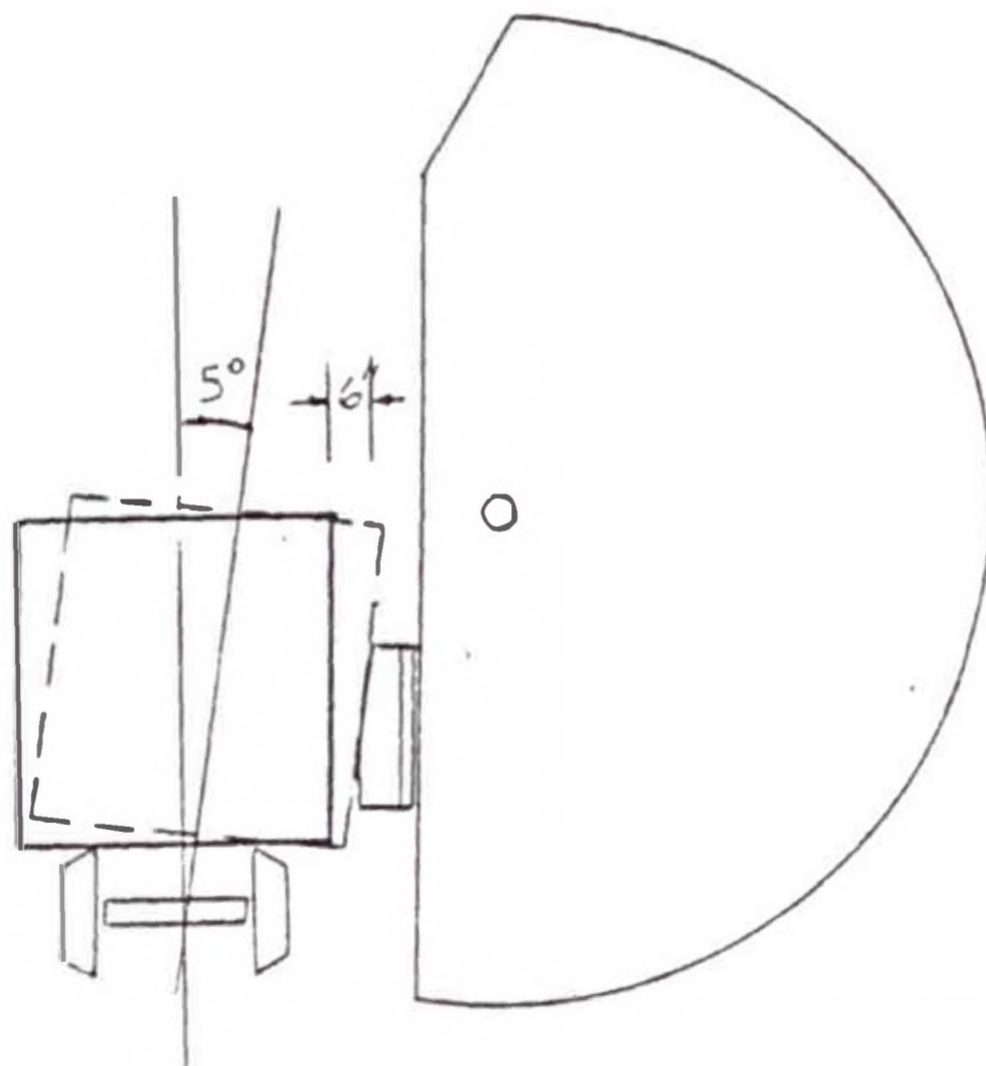
### 3.3.2 Cálculo del Piso de Madera

Para estimar el espesor de los bloques de madera, tendremos que hallar primero la carga actuante sobre las mismas.

La carga más crítica actuante, será la producida por la acción de impacto en el momento en que el

volteador levanta el vagón, inclinándose y apoyándose sobre los bloques de madera después de haber girado  $5^\circ$ . Esta acción se produce lentamente por lo que podemos considerar que en la acción de impacto, solo interviene un porcentaje de la carga total.

De acuerdo al dimensionado y medidas del vagón, tenemos que la distancia de inclinación hasta que el vagón se apoya sobre los bloques es aproximadamente  $H = 6$  pulgadas.



De la figura tenemos:

$G = 264\ 000\ \text{lb}$

Feso del vagón cargado

Como consecuencia de la rotación del volteador en  $5^\circ$   
la carga actuante será:



$$F = G \times \text{Sen } 5^\circ = 264\ 000 \times 0,0871$$

$$F = 22\ 994,4 \text{ lb} \quad (102,28 \text{ kN})$$

El trabajo efectuado por el peso que cae es:

$$w = \frac{F \times H}{5} \dots\dots\dots (a)$$

Tenemos además:

$$\text{Resiliencia del bloque} = V \times R_u \dots\dots\dots (b)$$

Donde:

$V = N^{\circ}$  de pulgadas cúbicas necesarias para absorber el choque sin que exceda el esfuerzo de 4 000 lb/pie<sup>2</sup> (275,6 bar) se deprecia la comprensión del bloque de madera.

$$R_u = 8 \text{ lb-pulg/pulg}^3 \quad \text{Resiliencia unitaria}$$

Por lo tanto igualando (a) y (b):

$$\frac{F \times H}{5} = V \times R_u$$

Tenemos: 
$$V = \frac{F \times H}{5 \times R_u}$$

Reemplazando valores:

$$V = \frac{22\,994 \times 6}{5 \times 8} = 3\,449,1 \text{ pulg}^3 \quad (0,0565 \text{ m}^3)$$

Si consideramos:

$$V = b \times h \times t$$

Donde:

$b = 12$  pulg (304,8 mm) ancho de los apoyos del vagón

$h = 36$  pulg (914,4 mm) longitud de los bloques

$t =$  espesor de los bloques de madera, pulgadas

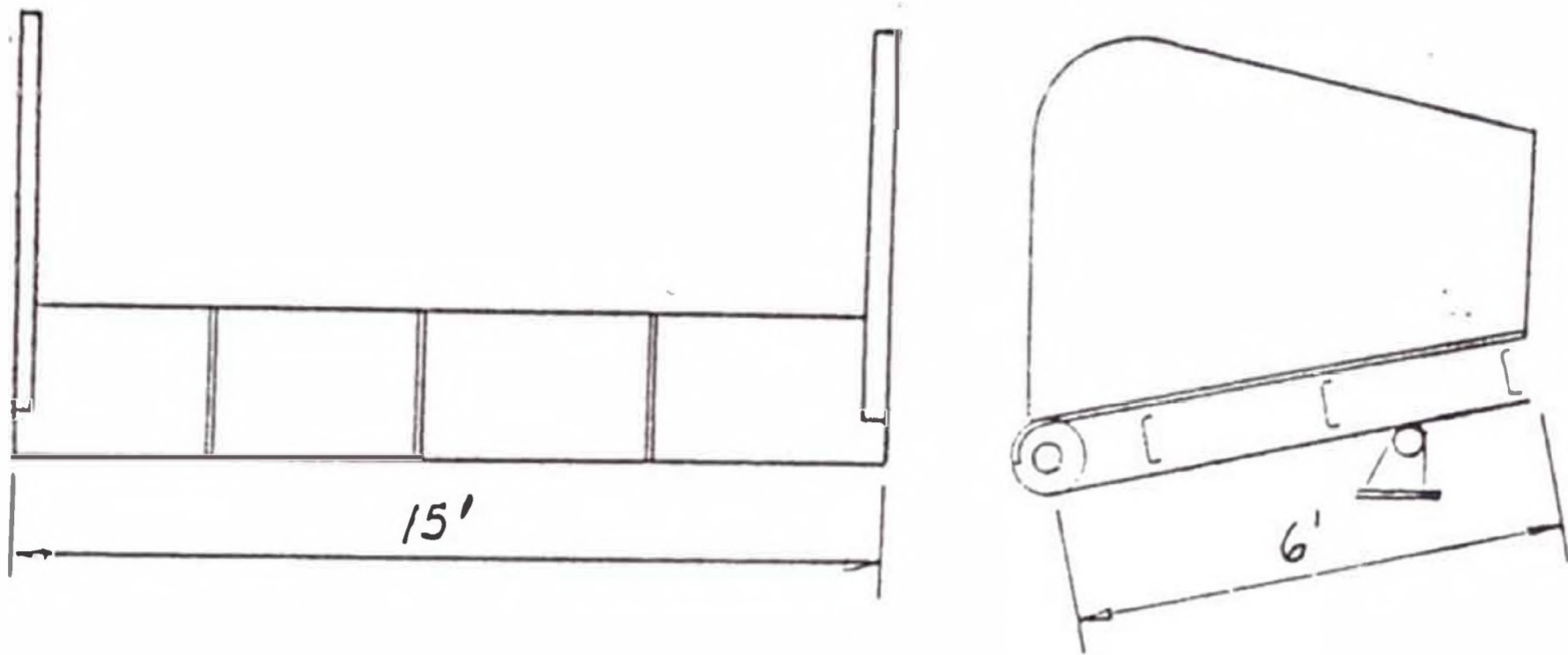
Entonces:

$$t = \frac{V}{b \times h} = \frac{3\,449,1}{12 \times 36} = 7,984 \text{ pulgadas}$$

Usamos bloques de madera de  $t = 8$  pulgadas de espesor

### 3.3.3 Cálculo y Diseño de la Placa Vertedera o de Derrame

El plato vertedero, tendrá las dimensiones y características que se muestran en la siguiente figura:



Para estimar el espesor de la plancha de fabricación de la placa vertedera, tendremos que hallar primero la presión actuante sobre la misma.

La carga más crítica actuante, será la producida por la acción de impacto, en el momento en que el volteador levanta el vagón y empieza a descargar; esta acción se produce lentamente por lo que podemos considerar que de la acción de impacto, sólo interviene 30 toneladas de la carga total.

De acuerdo al dimensionado de la placa vertedora y las medidas del vagón, tenemos que la altura de descarga del vagón (caída libre del material) hasta la zona central de la placa es aproximadamente  $H = 5$  pies.

Por lo tanto, el tiempo de duración de la caída (t) será igual a:

$$t = \frac{2 \times H}{g} = \frac{2 \times 5}{32,2} = 0,31 \text{ s}$$

Y la velocidad máxima alcanzada será:

$$V_{\max} = 0,31 \times 32,2 = 9,98 \text{ pies/s}$$

Luego la carga de impacto (I) producida será:

$$I \times t_1 = m \times V$$

Donde:

$t_1$  = El tiempo mínimo (instantáneo) en que se desacelera el material al entrar en contacto con el fondo de la tolva y podemos asumir  $t_1 = 0,1 \text{ s}$

$m$  = masa del material

$$m = \frac{10t \times 2 \ 200 \text{ lb/t}}{32,2 \text{ pies/s}}$$

Por lo tanto:

$$I = \frac{30 \times 2 \ 200 \times 9,98}{32,2 \times 0,1} = 204 \ 559 \text{ lb}$$

La presión producida por el impacto será:

$$P_1 = \frac{I}{A_{\text{proy}}} = \frac{204\ 559}{15 \times 3} = 31,6 \text{ lb/pulg}^2$$

$$t = \frac{a \times P_1}{S} + t_{\text{corrosión}}$$

$$t = \frac{180 \times 31,6}{22\ 000} + 0,0625 = 0,320 \text{ pulg}$$

Por lo tanto es espesor de la placa vertedora será:

$$t = 0.320 > 5/16 \text{ pulg} \longrightarrow \text{tomamos } t = 3/8 \text{ pulg}$$

### 3.4 Cálculo y diseño del sistema de Anclaje y Soporte Superior

Una Tenaza superior de tope del tipo pendular, los brazos los cuales pivotean sobre bobinas de bronce endurecido, los cuales giran sobre el muñón del eje principal, llevan en el extremo superior una viga longitudinal y en el extremo inferior una caja de balasto.

Las vigas transversales, posee cojines los cuales hacen contacto con los bordes superiores de los costados del vagón y están pivoteados sobre la viga longitudinal. La caja de balasto es llenada con balasto de acero y

concreto. Los motovibradores operados eléctricamente están fijados en las vigas transversales.

### 3.4.1 Cálculo y Diseño de las Viguetas Transversales de Anclaje

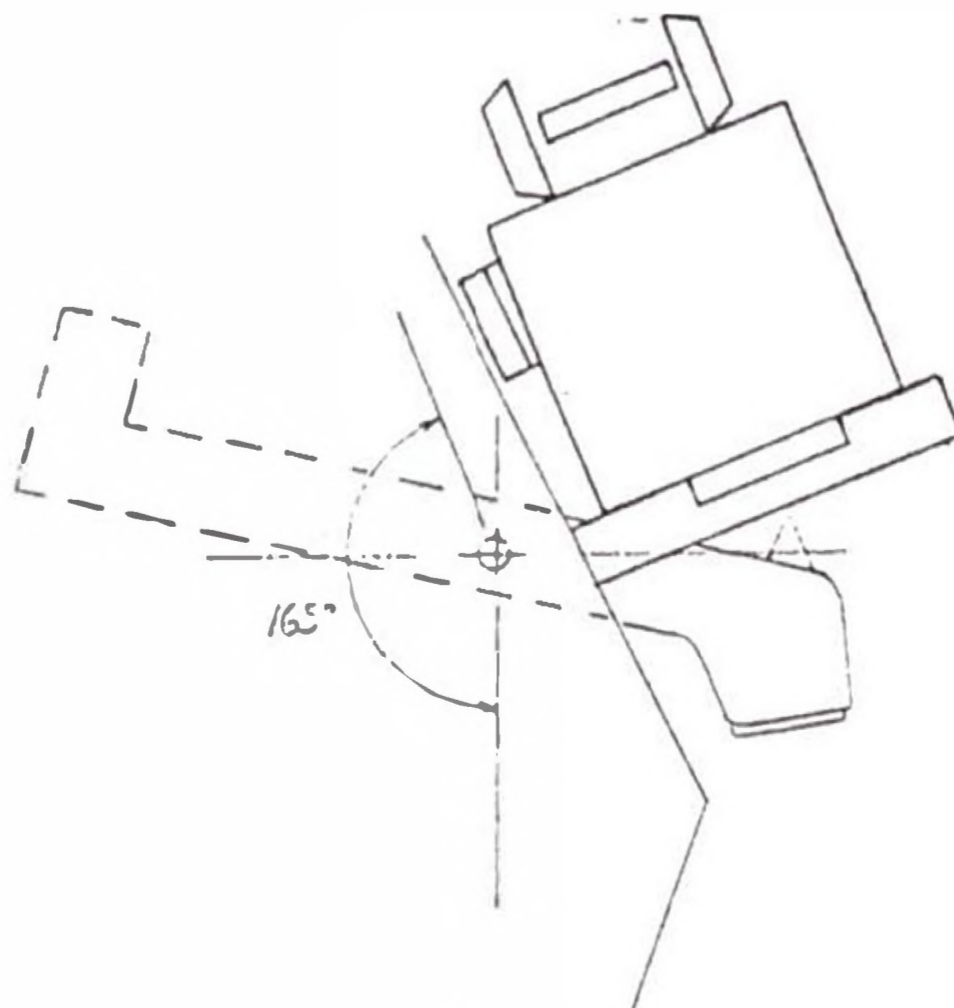
El cálculo de las viguetas transversales se hará considerando las cargas debido al peso del vagón, material a descargar y peso de la plataforma para la posición de carga más crítica.

- Peso del vagón	:	44 000 lb
- Peso de la plataforma	:	90 000 lb
- Peso del material	:	28 000 lb
		<hr/>
TOTAL		162 000 lb

$$F = 162\ 000 \times \cos 15^\circ$$

$$F = 162\ 000 \times 0,965926 = 156\ 479\ \text{lb (696 kN)}$$

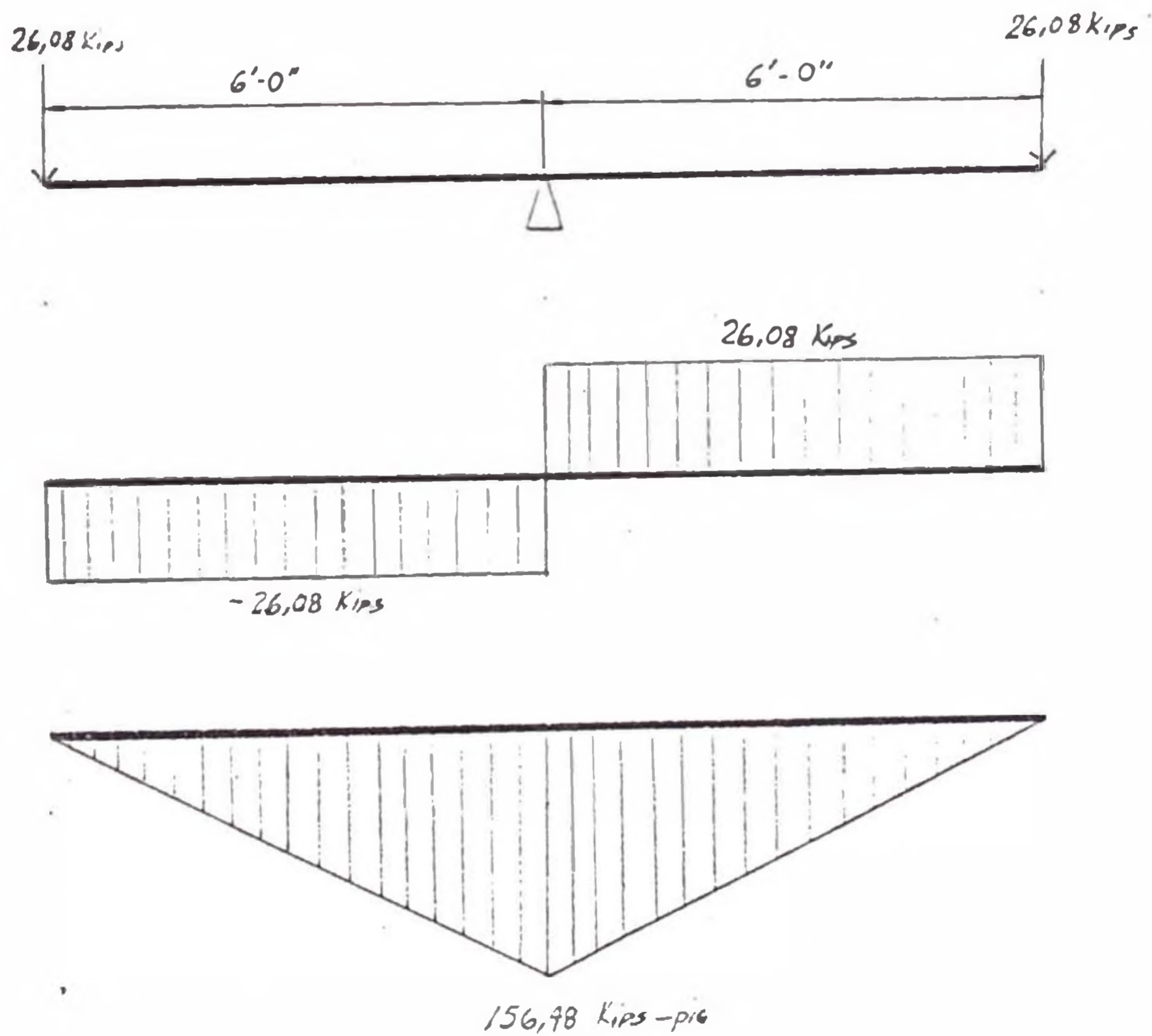
La situación más crítica para las viguetas se da en la siguiente figura en donde la carga que actúa sobre las vigas es 156 479 lb (696 kN).



Luego, como tenemos 3 viguetas transversales la carga en cada una será:

$$F_1 = \frac{F}{3} = 52\ 160\ \text{lb} \ (232\ \text{kN})$$

De acuerdo a los requerimientos anteriores, se bosqueja la vigueta transversal con las cargas que actúan sobre ella y sus respectivos diagramas de fuerza cortante y momento flector.



Se usará  $F_b = 0,60 F_v = \text{kips/pulg}^2$

El módulo de sección requerido es:

$$S = \frac{M \times 12}{F_b} = \frac{156,48 \times 12}{21} = 89,42 \text{ pulg}^3$$

Es preciso encontrar una sección que tenga un valor de S un poco mayor que el requerido, a fin de poder soportar el peso de la vigueta. Se elige la sección de la viga formada por dos canales en cajón. Seleccionamos dos C 15 x 40, cuyas características mecánicas son:

$$S_x = 46,5 \text{ pulg}^3$$

$$A = 11,8 \text{ pulg}^2$$

$$r_x = 5,44 \text{ pulg}$$

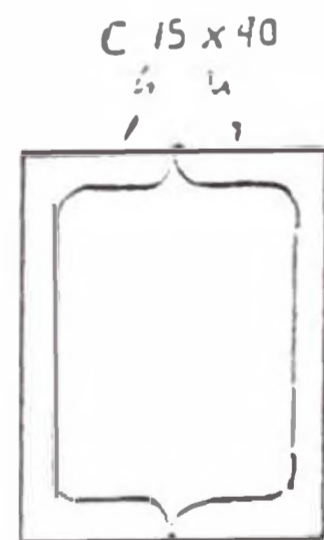
$$I_x = 349 \text{ pulg}^4$$

Las características del conjunto son:

$$A_c = 2 \times 11,8 = 23,6 \text{ pulg}^2$$

$$I_c = 2 \times 349 = 698 \text{ pulg}^4$$

$$S_c = \frac{I}{C} = \frac{608}{7,5} = 81,07 \text{ pulg}^3$$



Comprobamos el peso de la vigueta, para obtener el valor adicional de S requerido.

$$S_w = \frac{0,080 \times 12^2 \times 12}{8 \times 21} = 0,4114 \text{ pulg}^3$$

$$S_{req} = 89,42 + 0,8228 = 90,24 < 93,06 \text{ Correcto!}$$



### 3.4.2 Cálculo y diseño de la Viga de Soporte Superior

La viga de soporte superior deberá ser diseñada, para soportar las tres viguetas transversales sobre las que estará montado el vagón cuando alcance su posición de volteo total.

La viga también contendrá parte de la carga de la plataforma de elevación.

Así tenemos:

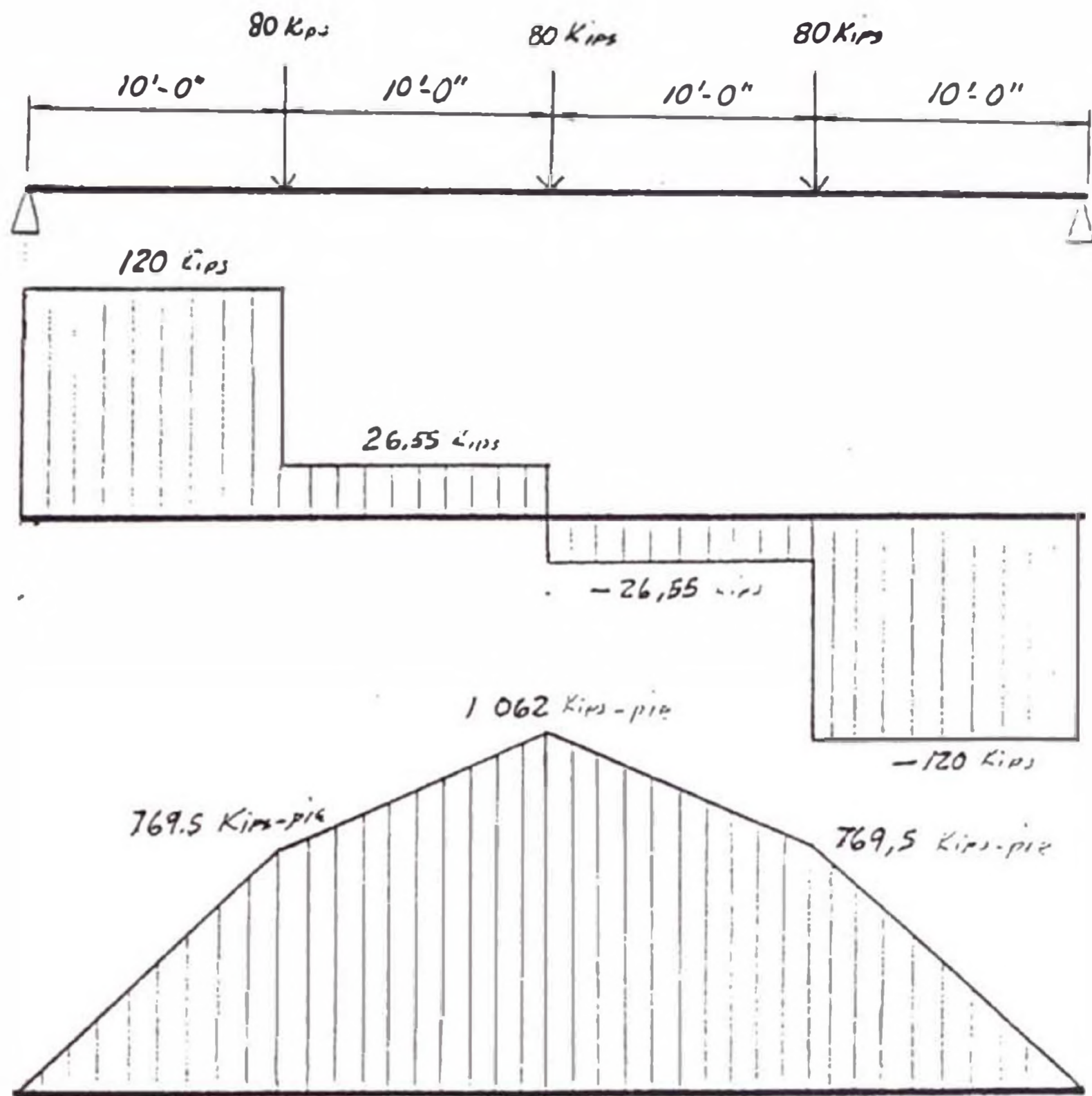
- Peso del vagón	:	44 000 lb
- Peso de la plataforma	:	90 000 lb
- Peso de la vigueta y material:		28 000 lb
		<hr/>
	TOTAL	248 466 lb

$$F_1 = 248\ 466 \times \cos 15^\circ = 239\ 999,7 \text{ lb (1 067,5 kN)}$$

Luego como la carga se transmite a la viga a través de las tres viguetas transversales, la carga de cada una será:

$$F = \frac{F_1}{3} = 80\ 000 \text{ lb (355,8 kN)}$$

De acuerdo a los requerimientos anteriores, se bosqueja la viga de soporte superior con las cargas que actúan sobre ella y sus respectivos diagramas de fuerza cortante y momento flector.



$$M_{\max} = 1\ 600 \text{ kips-pie}$$

$$V_{\max} = 120 \text{ kips}$$

Considerando:

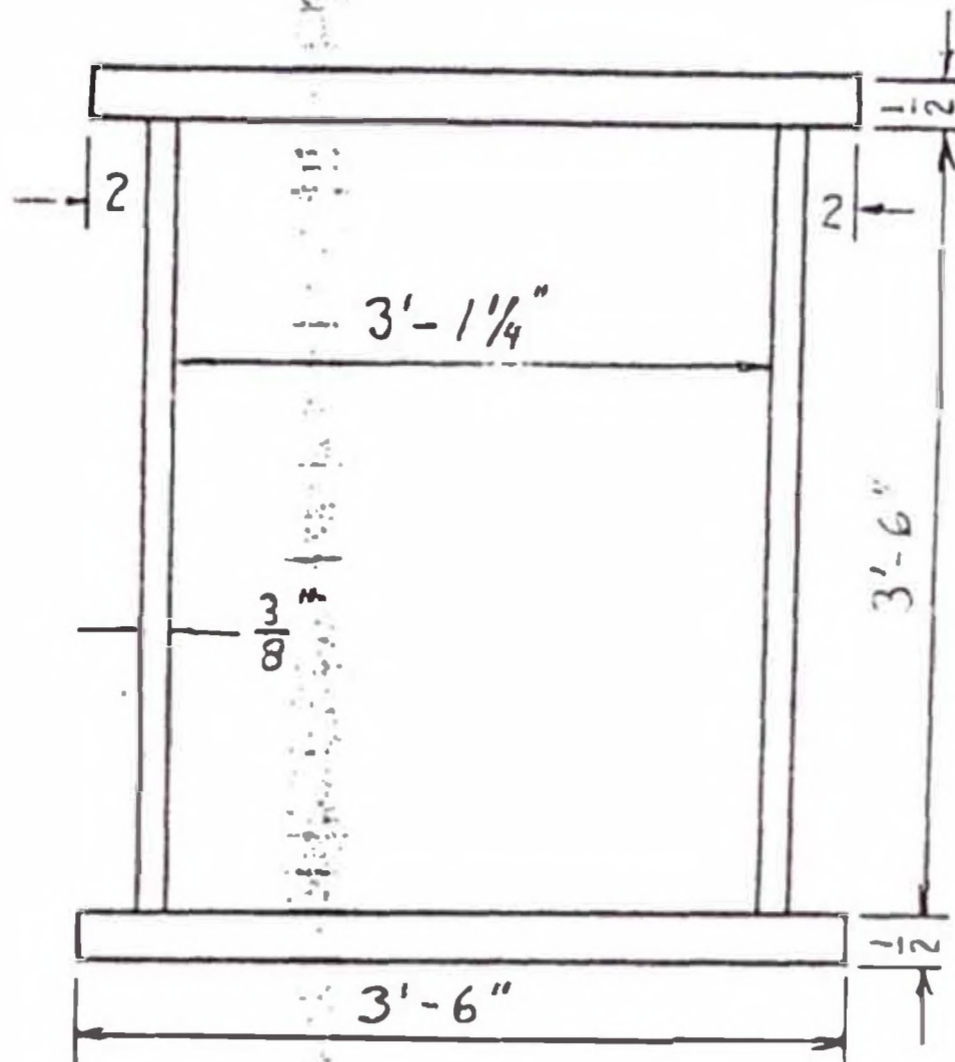
$$F_b = 0,66 F_y = 21 \text{ kips/pulg}^2$$

Módulo de sección requerido:

$$S_x = \frac{M \times 12}{F_b} = \frac{1\ 600 \times 12}{21} = 914,28 \text{ pulg}^3$$

Por lo tanto es preciso encontrar una sección que tenga un valor de "S" un poco mayor que el requerido a fin de poder soportar el peso de la viga.

Asumimos una viga cajón para mayor rigidez y esfuerzo torsional, cuyas características son:



$$I_x = 23\,597 \text{ pulg}^4$$

$$S_x = I/C = 23\,597/21,5 = 1\,097,53 \text{ pulg}^3$$

Comprobando el peso de la viga, se tiene el valor adicional de S requerido.

$$w = \frac{0,490}{144} \times (2 \times 0,5 \times 42 + 2 \times 0,375 \times 42)$$

$$w = 0,250 \text{ kips/pie}$$

$$S_x = \frac{0,250 \times 40^2 \times 12}{8 \times 24} = 25 \text{ pulg}^3$$

El módulo de sección total es:

$$S_e = 914,28 + 939,28 \text{ pulg}^3$$

$$S_e = 939,28 < 1\,097,58 \quad \text{Correcto!}$$

Chequeando por corte de manera que las placas no sean demasiado delgadas.

$$f_{vp} = \frac{V_{max}}{d \times 2 \times t} = \frac{120}{4 \times 2 \times 0,375} = 3,81 \ll 0,4 F_y$$

Correcto!

#### Requerimiento de atiesadores

Se requerirán atiesadores de apoyo, bajo las reacciones y las tres cargas concentradas de los soportes. Estos serán de plancha de 5/16 pulgadas interiormente de la viga cajón.

#### Chequeo por Deflexión

La máxima deflexión es en el centro y será causada por:

$$\Delta = \frac{P \times a}{24 \times E \times I} \times (3 \times L^2 - 4 \times a^2)$$

$$\Delta = \frac{80 \times 10}{24 \times 3 \times 10^3 \times 23 \ 597} \times (3 \times 40^2 - 4 \times 10^2)$$

$$\Delta = 0.00207 \text{ pulg}$$

La máxima deflexión basada en L/360 es:

$$\frac{L}{360} = \frac{40 \times 12}{360} = 1,33 \text{ pulg} > 0.00207 \text{ pulg}$$

Por consiguiente, esta viga satisfacerá el criterio de deflexión menor de  $L/360$ .

### 3.4.3 Cálculo y diseño de los Brazos de Tope Superior

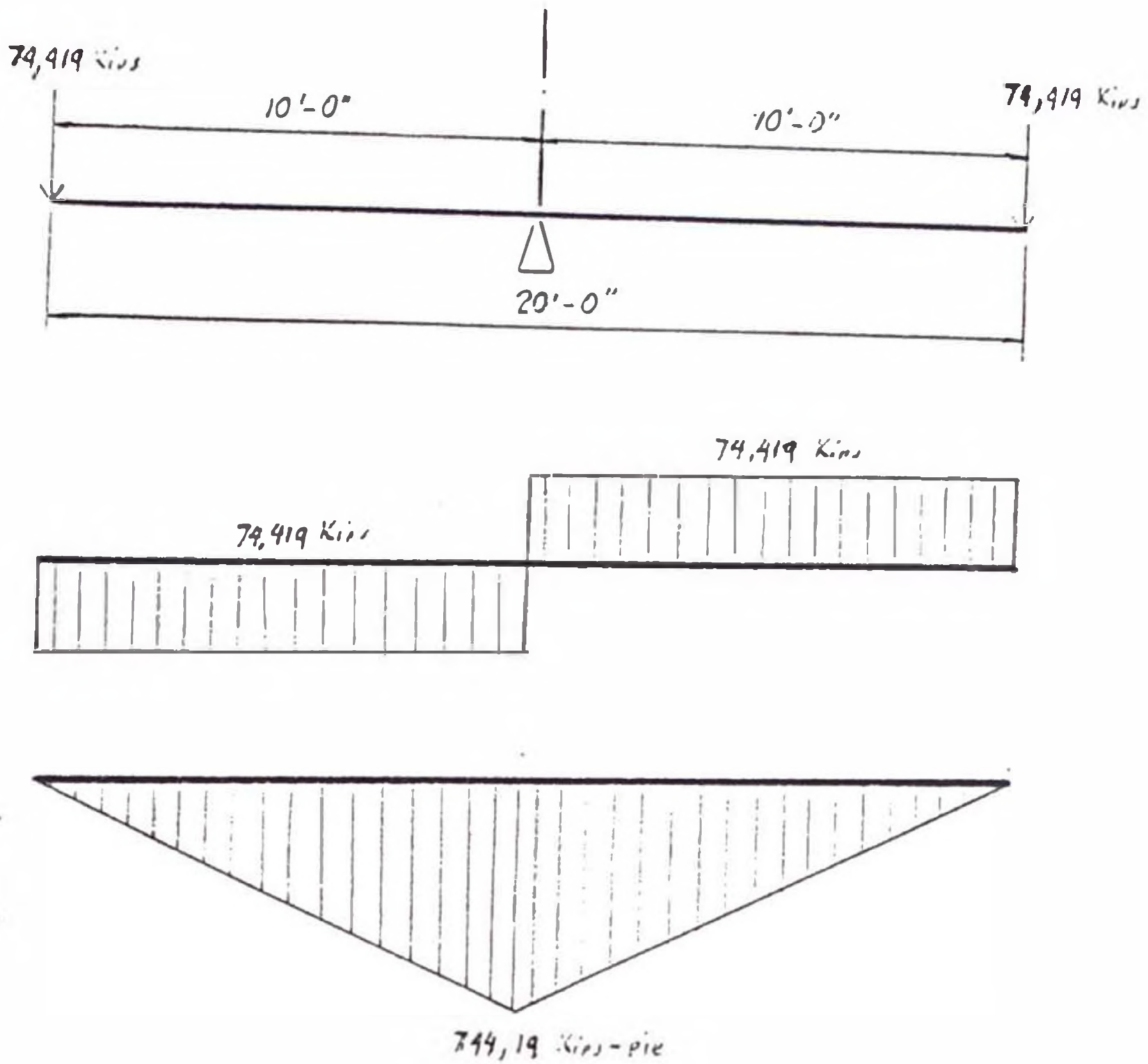
Los brazos de tope superior consistirá de dos vigas en "I" diseñadas para soportar el sistema de soporte superior del vagón, consistente en la viga de tope superior, viguetas y carga actuante debido al peso del vagón y plataforma de elevación. Siendo contrapesada en uno de sus extremos, parte de la carga actuante por una caja de balasto y el resto de la carga es retenida por un mecanismo de trinquete con dentadura interior, el cual detiene la carga en cualquier punto de su carrera.

De acuerdo a los requerimientos anteriores y dimensiones de cada uno de los equipos, se bosquejó la viga (brazo de tope superior) con el siguiente sistema de cargas y correspondientes diagramas de corte y momento flector.

La estimación de las cargas será:

Peso de la plataforma	:	90 000 lb
Peso del vagón	:	44 000 lb
Peso de la viga de tope superior de viguetas	:	20 092 lb
	TOTAL	154 092 lb

$$F - 154\ 092 \times \text{sen } 75^\circ - 148,84 \text{ kips}$$



Asumimos el pedalte del alma = 42 pulg.

El  $h/t_w$  para que no haya reducción en el esfuerzo permisible a flexión en el patín es:

$$\frac{h}{t_w} = \frac{760}{\sqrt{F_b}} = \frac{760}{\sqrt{22}} = 162 \text{ (aproximadamente)}$$

Obtenemos para  $h/t = 162$ ,  $t = 42/162 = 0,2592$  pulg

Probamos tentativamente  $t_w = 0,375$  pulg.

$$\text{máximo } \frac{h}{t_w} = \frac{14\ 000}{\sqrt{F_y} \times (F_y + 16,5)} = 322$$

$$t_w \text{ (min)} = \frac{42}{322} = 0,130 \text{ pulg}$$

$$\text{Para } t_w = 0,375 \text{ pulg, } \frac{h}{t} = \frac{42}{0,375} = 122$$

Haciendo un diseño preliminar de la placa del ala

$$A_r = \approx \frac{M}{f_b \times h} - \frac{A_w}{6}$$

$$A_r = \frac{744,19 \times 12}{12 \times 42} - \frac{42 \times 0,375}{6}$$

$$A_r = 10,125 - 2,625 = 7,5 \text{ pulg (190,5 mm)}$$

Probamos una platina para el patín de 1 x 8 pulg  
(25,4 mm x 203,2 mm).

$$\frac{b}{2 \times t_r} = \frac{8}{2 \times 1} = 4 < \frac{95}{F_y} \text{ (AISC sección 1-9.1.2)}$$

Calculamos el momento de inercia, real y el módulo de sección.

$$I_x = \frac{b \times h^3}{12} + 2 \cdot A \times d^2$$

$$I_x = \frac{0,375 \times 42^3}{12} + 2 \times 1 \times 8 \times \left( \frac{42}{2} + \frac{1}{2} \right)^2$$

$$I_x = 2\,315,25 + 7\,396 = 9\,711,25 \text{ pulg}^4.$$

$$S_x = \frac{9\,711,25}{42/(2 + 1)} = 441,42 \text{ pulg}^3$$

Calculamos el peso de la trabe:

$$w = \frac{0,490}{144} \times (2 \times 8 \times 1 + 0,375 \times 42) = 0,108 \text{ kips/pie}$$

El momento trabe es:

$$M = \frac{0,108 \times 20^2}{8} = 5,4 \text{ kips-pie}$$

El momento total a flexión =  $389,55 + 5,4 = 394,95$   
kips-pie

$$f_b = \frac{M}{S} = \frac{394,25 \times 12}{441,42} = 10,737 \text{ kips} < F_b \text{ Correcto!}$$

Revisamos el cortante en el alma, de manera que la placa no sea demasiado delgada.

$$f_v = \frac{38,955}{42 \times 0,375} = 2,473 < 0,4 F_y \text{ Correcto!}$$

Por lo tanto usaremos dos placas de patín de  $1 \times 8$  pulg ( $25,4 \text{ mm} \times 203,2 \text{ mm}$ ) y una placa de alma de  $3/8 \times 42$  pulg ( $9,524 \text{ mm} \times 1\,066,8 \text{ mm}$ ).



#### 3.4.4 Cálculo y Diseño del Sistema de Enclavamiento

El sistema de enclavamiento consistirá de un engranaje de trinquete, cuya función será mantener al vagón cuando alcance su posición de volteo total a través del sistema de tope superior. El engranaje está equipado con uñas múltiples, dos uñas las cuales están ubicadas lado a lado y son pivoteadas en pines y accionados por el movimiento de una palanca que las hace engranar sobre la rueda de trinquete.

Para el diseño del engranaje de trinquete, es importante formar el diente, que la uña mantendrá engranada cuando la carga sea aplicada.

La superficie de los dientes los cuales engranan el extremo de la uña deberá estar en relación con el centro de pivote de la uña.

#### Cálculo del Paso de los dientes de la rueda de Trinquete

El paso de la rueda de trinquete usada para mantener suspendida la carga del vagón, lo calculamos usando la siguiente fórmula: (Machinery's Handbook pag. 821, Erick Oberg)

$$P_c = \sqrt{\frac{F \times M}{b \times S \times N}}$$

Donde:

$P_c$  = Paso circular, en pulg. medidos en la circunferencia exterior ( $\pi D/Z$ )

$M$  = Momento giratorio actuante sobre el eje de la rueda de trinquete en lb-pulg.

$L$  = Longitud de la superficie del diente, en pulg (espesor del engranaje de trinquete)

$S$  = Esfuerzo permisible (para acero, 2 500 lb/pulg<sup>2</sup>, cuando está sujeta a choques y 4 000 lb/pulg<sup>2</sup> cuando no está sujeta a choques.

$N$  = Número de dientes en la rueda

$F$  = Un factor de valor 50 para engranajes con 12 dientes o menos, 35 para engranajes de 12 a 20 dientes y 20 para engranajes de más de 20 dientes.

El momento giratorio actuante en libras-pulgadas viene dado por:

$$M = \frac{W \times D}{4}$$

$W = 44\ 000$  lb Peso del vagón aplicado al engranaje de trinquete

D = 264 pulg      Diámetro exterior del engranaje de  
trinquete

$$M = \frac{44\,000 \times 264}{4} = 2\,904\,000 \text{ lb-pulg}$$

b = 5 pulg.      Longitud del diente (asumido)

S = 4 000 lb/pulg<sup>2</sup>      (no sujeto a choques)

N = 294 dientes (asumido)

F = 20 > de 20 dientes

Reemplazando valores:

$$P_c = \sqrt{\frac{20 \times 2\,904\,000}{5 \times 4\,000 \times 294}} = 3,143 \text{ pulg}$$

Por lo tanto el engranaje de trinquete estará  
determinado por:

Paso = 3,1428 pulg

Longitud del diente = 5 pulg.

Diámetro exterior = 22 pies (264 pulg)

Chequeando la longitud del diente

Para condiciones de diseño ordinarias, la longitud  
del diente (b) se limita a un máximo de 2 veces el paso  
circular.

$$\frac{b}{P_c} = 1 \text{ a } 2$$

$$1 \leq b/P_c \leq 2$$

$$1 \leq 5/3,1428 \leq 2$$

$$1 \leq 1,59 \leq 2 \quad \text{Correcto!}$$

La altura del diente la tomamos como:

$$h = \approx 1/2 P_c = 1/2 \times 3,1428 = 1,5714 \text{ pulg}$$

Por lo tanto:

$$h = 1,5 \text{ pulg (38,1 mm)}$$

En engranaje de trinquete estará determinado por:

$$\text{Paso circular} = 3,1428 \text{ pulg}$$

$$\text{Longitud del diente} = 5 \text{ pulg}$$

$$\text{Nº de dientes} = 294$$

$$\text{Altura del diente} = 1,5 \text{ pulg}$$

$$\text{Diámetro exterior} = 264 \text{ pulg}$$

$$\text{Material} = \text{Acero Fdo. ASTM A-27}$$

### 3.5 Cálculo y Diseño del Sistema de Transmisión de Potencia

La transmisión de engranajes consiste de un motor eléctrico acoplado flexiblemente a una caja reductora de gusano sin fin y corona y, teniendo al último un extendido eje de baja velocidad, soportado por un

cojinete fuera de borda, sobre el cual es montado un piñón de acero forjado de dientes rectos, tallados con fresa madre.

Un freno es provisto sobre el eje de alta velocidad del motor, estando el tambor del freno integrado con la mitad del acoplamiento del motor, en una sola pieza.

La transmisión del engranaje sin fin es transmitido a través del piñón a un engranaje recto de acero colado y a un eje de transmisión de acero fuerte. Sobre el cual el engranaje recto está montado. También montados sobre este eje están dos piñones de cremalleras de acero fundido, los cuales engranan con cremalleras fijadas a la periferia de las dos estructuras laterales semicirculares.

El eje de transmisión es elevado en cojinetes de bronce duro, montado sobre ménsulas fijadas las fundiciones de concreto.

El engranaje de transmisión está montado en una fosa en un extremo del volteador con una cubierta con tapas de inspección.

El esquema simplificado del sistema de transmisión es el mostrado en la fig. 3.5.

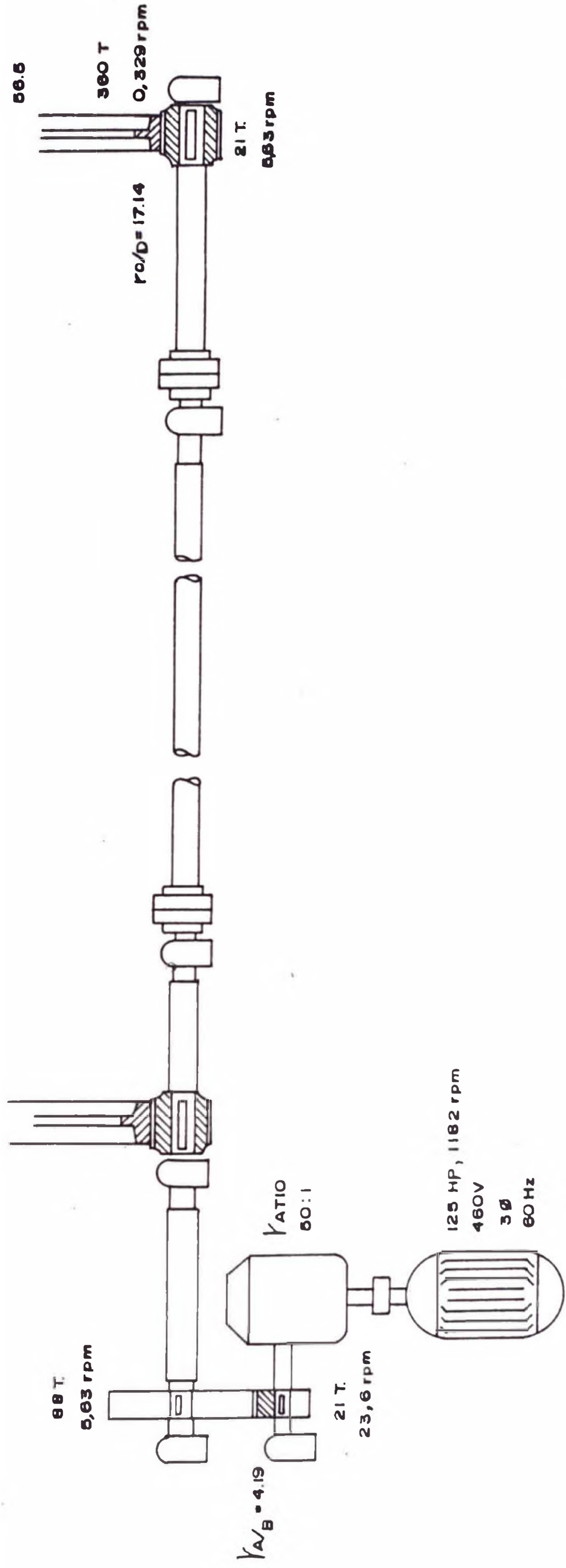


Fig.-3.5

### 3.5.1 Cálculo de la Potencia del Motor

Los factores que gobiernan la selección del motor eléctrico son: La potencia, torque, velocidad, y los requerimientos de inercia de la máquina impulsada.

La potencia requerida para girar el volteador, consiste en la necesaria para vencer la fricción de los cojinetes, para levantar la carga y en el momento del arranque.

La potencia requerida para el volteo será:

$$P_{req} = \frac{W \times \pi \times k^2 \times N^2}{g \times t \times 157\ 560} + \frac{W \times r \times f_k \times N}{5\ 252} + \frac{L \times R_L \times N}{5\ 252}$$

Donde:

$W = 705\ 600\ \text{lb}$	Feso aproximado del volteador
$k = 0,707\ R = 9,191'$	Radio de giro
$N = 0,329\ \text{r.p.m.}$	Revoluciones por minuto del volteador
$g = 32,2\ \text{pie/s}^2$	Aceleración de la gravedad
$t = 5\ \text{segundos}$	Tiempo de aceleración
$\pi = 3,1416$	
$r = 0,98\ \text{pies}$	Radio del eje de pivote
$f_k = 0,15$	Coefficiente cinemático de rozamiento
$L = 90\ 000\ \text{lb}$	Carga
$R_L = 9,5\ \text{pies}$	Radio de aplicación de la carga

Reemplazando datos:

$$P_{req} = \frac{705\ 608(3,1416)(9,191)^2(0,329)^2}{157\ 560(32,2)(5)} + \frac{705\ 600(0,8)(0,15)(0,329)}{5\ 252}$$
$$+ \frac{90\ 000(9,5)(0,329)}{5\ 252}$$

$$P_{req} = 0,799 + 6,630 + 53,56$$

$$P_{req} = 60,989 \text{ hp (44,86 kW)}$$

Consideramos la eficiencia de la transmisión por engranajes (0,8) y un factor de servicio 1,25 (para 24 horas de servicio).

$$P_{motor} = \frac{60,989 \times 1,25}{0,8} = 95,29 \text{ hp (70,089 kW)}$$

Usamos motor DELCROSA de 125 hp (92 kW) tipo NV 315 S 6 de 6 polos, 60 hz, 440 voltios.

### 3.5.2 Cálculo de las Características del Reductor

El factor que prima al seleccionar el reductor, es el factor económico. Se selecciona un reductor de un sólo tren de reducción, con una relación de transmisión que sea lo estrictamente indispensable para nuestro sistema de accionamiento, además el reductor deberá tener una gran capacidad de disipación de calor para que no se



requiera ningún sistema complementario de lubricación, ni refrigeración.

La potencia de selección del reductor será la potencia de selección del motor eléctrico hallado en el punto anterior (3.5.1), consumo de potencia (95,29 hp/70 kW), multiplicado por un factor de selección.

$$P_{\text{reductor}} = P_{\text{motor}} \times f_{\text{selección}}$$

El factor de selección para el tipo de trabajo y 24 horas de servicio es 2 (factores de servicio AGMA).

Entonces reemplazando datos:

$$P_{\text{reductor}} = 2 \times 95,29 \text{ hp}$$

$$P_{\text{reductor}} = 190,58 \text{ hp} \quad (140,17 \text{ kW})$$

Observando y especulando el catálogo para reductores para potencias de aproximadamente 200 hp (147,1 kW) y con una capacidad térmica igual o aproximada a la potencia del motor (95,29 hp/70 kW) pero no menor de 95% de este valor; se encuentra que el reductor RADICON 7 BU 24 de simple reducción cubre los requerimientos del caso, pues tiene una reducción de 5,06; puede transmitir una potencia de 330 hp (243 kW) a 2 000 r.p.m.

Además la capacidad térmica de 156 hp (115 kW) cubre concreces la potencia de selección del motor que es aprox. 100 hp (73,55 kW). Esto último indica que el

reductor operará por debajo de los límites de temperatura permisibles.

Por lo tanto, seleccionamos:

Reductor RADICON 7 BU 24

Reducción (ratio) 2/99

Ejes horizontales en ángulo recto

Potencia: 200 hp (147 kW)

Velocidad: 1 182 23,6 rev/minuto

### 3.5.3 Cálculo y diseño de la Transmisión por Engranajes

Del cálculo de nuestro sistema de transmisión, obtenemos que la relación de reducción por engranajes que necesitamos es del orden de 17,12, valor de reducción que puede ser asumido perfectamente por un juego de engranajes cilíndricos rectos. La potencia a transmitir 100 hp, es través de dos juegos de engranajes cilíndricos rector a razón de 50 hp (36,77 kW) de capacidad de transmisión de potencia de estos engranajes.

El engranaje por construcción y por montaje debe ser anular y partido en dos o más partes.

El ángulo de presión, lo tomamos con 20°, que tiene como desventaja una mayor fuerza radial, pero en compensación permite usar como mínimo número de dientes 17, que en la industria es el más económico y el más usado.

Por la condición cinemática, la reducción complementaria del sistema correspondiente al par piñón-engranaje, es:

$$360/21$$

Por lo que si:

$$RPM_{motor} = 1\ 180 \text{ rev/min}$$

$$RATIO = 50,1$$

La velocidad del volante es:

$$RPM_{volante} = 0,329 \text{ rev/min}$$

Este valor debe ser el 59% de la velocidad crítica de giro (27,983 rev/min).

$$27,983 \times 0,59 = 1651 \gg 0,329 \quad \text{¡Correcto!}$$

Lo que confirma nuestra relación de piñón-engranaje.

Relación piñón engranaje - 360/21

Para la elección del paso diametral  $p$  módulo de los dientes, debemos tener presente que el diámetro de paso del engranaje anular debe estar por encima del diámetro exterior de la brida: 304 pulgadas (7 721 mm).

$$\text{Luego: } D_p = m \times N \quad \text{Ec. (5-1.01)}$$

$D_p$  = Diámetro de paso del engranaje

$N$  = Número de dientes

$m$  = Módulo en mm/diente

Los módulos recomendables a tantear son:

$m = 20; 22; 24$

Como  $D_{p_a} \gg 7\ 721$  mm (304 pulg)

Con  $m = 20$   $D_p = 283,46$  pulg (7200 mm)

Con  $m = 22$   $D_p = 311,81$  pulg (7920 mm)

Con  $m = 24$   $D_p = 340,16$  pulg (8640 mm)

De estos valores se desprende que se debe tomar:

$m = 22$   $D_p = 311,81$  pulg (7 920 mm)

Que es un diámetro apropiado respecto a 304 pulg (7721 mm) y además módulo ( $m = 22$ ) que es un módulo usual en nuestro medio y hábil para la fabricación.

Por lo tanto:

### Engranaje

Número de dientes	:	360
Módulo	:	22
Angulo de presión	:	20°
Tipo	:	engranaje recto
Construcción	:	partida diferida
Sección estructural	:	Tipo perfil T (fundido)

Piñón

Número de dientes	:	21
Módulo	:	22
Angulo de presión	:	20°
Tipo	:	dientes rectos

A continuación pasamos al diseño propiamente dicho del piñón y engranaje. Para lo cual se tiene:

$$\text{Potencia a Transmitir} = 31 \text{ hp (22,8 kW)}$$

$$\text{RPM}_{\text{engranaje}} = 0,329 \text{ rev/min}$$

Cálculo tentativo de los dientes de engranajes por método de Buckingham

$$\text{Para: } m = 22$$

$$P_d = 1,15$$

$$\phi_n = 20^\circ$$

$$D = N/P_d$$

$$D_o = 360/1,15 = 313,04 \text{ pulg} > 304 \text{ } \varnothing_{\text{ext}} \text{ brida}$$

$$D_o = 21/1,15 = 18,26$$

$$\text{Ancho del diente: } b \leq 4 F_c$$

$$F_c = \pi/P_d$$

$$F_c = 3,1416/1,15 = 2,73$$

$$b = 4 \times 2,73 = 10,92 \text{ pulg (277,37 mm)}$$

Asumo:

$$b = 11 \text{ pulg (279,4 mm)}$$

Selección del Material por Resistencia

La fuerza tangencial  $F_t$  en libras viene dada por:

$$F_t = \frac{33\,000 \times \text{HP}}{v_t} \dots\dots\dots \text{Ec. (5.1.02)}$$

$v_t$  = velocidad en pies/min

$$F_t = \frac{33\,000 \times \text{HP} \times 12}{\pi \times D_g \times N_{v_01}}$$

$$\text{HP} = 31 \text{ hp}$$

$$D_g = 313,04 \text{ pulgadas}$$

$$N_{v_01} = 0,329 \text{ rev/min}$$

Reemplazando datos:

$$F_t = \frac{33\,000 \times 31 \times 12}{\pi \times 313,04 \times 0,329} = 37\,941 \text{ lb (168,8 kN)}$$

$$F_r = F_t \times \text{tg } \varphi$$

$$F_r = 13,81 \text{ kips (61,43 kN)}$$

$$V_t = \frac{\pi \times 313,04 \times 0,329}{12} = 26,96 \text{ pie/min (8,22 m/s)}$$

En la figura 3.6 se tiene que para una velocidad tangencial de 26,96 pies/min (8,22 m/s) se tiene un error máximo permisible en el perfil del diente de:

$$e = 0,006 \text{ pulg (0,1524 mm)}$$

Esto nos indica que nuestra catalina y piñón deben tener un error  $e^1$ , menor a  $e = 0,006$  pulg (0,1524 mm). Esto último se puede alcanzar con el método de la manufactura de fundido de los dientes.

#### Cálculo de las Cargas Dinámicas

Según Buckingham:

$$F_d = \frac{0,05 \times V_t \times (b \times c \times F_t)}{0,05 \times V_t + b \times c + F_t} + F_t$$

$c$  = Factor de deformación, cte. que depende de la forma del diente, del material utilizado y del grado de exactitud con que se talla el diente. Ver Tabla II.

Para acero-acero, error del diente = 0,003 pulg, tenemos que:  $c = 4\ 980$

TABLA II - Valores del factor de deformación  $C$  - para verificar cargas dinámicas.

Materiales		Diente de forma evolvente	Error del diente - pulgadas			
Piñón	Engranaje		0,0005	0,001	0,002	0,003
hierro fundido	hierro fundido	$14\frac{1}{2}^\circ$	400	800	1600	2400
acero	hierro fundido	$14\frac{1}{2}^\circ$	550	1100	2200	3300
acero	acero	$14\frac{1}{2}^\circ$	800	1600	3200	4800
hierro fundido	hierro fundido	20° y profundidad total	415	830	1660	2490
acero	hierro fundido	20° y profundidad total	570	1140	2280	3420
acero	acero	20° y profundidad total	830	1660	3320	4980
hierro fundido	hierro fundido	20° "stub"	430	860	1720	2580
acero	hierro fundido	20° "stub"	590	1180	2360	3540
acero	acero	20° "stub"	860	1720	3440	5160

TABLA I - Factor de forma  $y$  - para utilizar en la ecuación de resistencia de Lewis.

Número de dientes	Forma evolvente o compuesta a $14\frac{1}{2}^\circ$ y profundidad total	Forma evolvente a 20° y profundidad total	Forma evolvente "stub" a 20°
12	0.067	0.078	0.099
13	0.071	0.083	0.103
14	0.075	0.088	0.108
15	0.078	0.092	0.111
16	0.081	0.094	0.115
17	0.084	0.096	0.117
18	0.086	0.098	0.120
19	0.088	0.100	0.123
20	0.090	0.102	0.125
21	0.092	0.104	0.127
23	0.094	0.106	0.130
25	0.097	0.108	0.133
27	0.099	0.111	0.136
30	0.101	0.114	0.139
34	0.104	0.118	0.142
38	0.106	0.122	0.145
43	0.108	0.126	0.147
50	0.110	0.130	0.151
60	0.113	0.134	0.154
75	0.115	0.138	0.158
100	0.117	0.142	0.161
150	0.119	0.146	0.165
300	0.122	0.150	0.170
Cre. nallera	0.124	0.154	0.175



$$F_d = \frac{0,05 \times 26,96 \times (11 \times 4\,980 + 37\,941)}{0,05 \times 26,96 + 11 \times 4\,980 + 37\,941} + 37\,941$$

$$F_d = 38\,349,86 \text{ lb (170,58 kN)}$$

La resistencia del diente:

$$F_{\bullet} = \frac{S_e \times b \times y}{F_d}$$

$$S_e = 40\,000 \text{ lb/pulg}^2 \quad \text{Esfuerzo de fatiga}$$

$$y = 0,4748 \quad \text{Factor de Lewnis}$$

Datos tomados de la tabla I, para  $N_e = 360$  y  $\phi_n = 20^\circ$

$$F_{\bullet \text{ eng.}} = \frac{40\,000 \times 11 \times 0,4758}{1,15}$$

$$F_{\bullet \text{ eng.}} = 182,045 \text{ kips (809,74 kN)}$$

Donde se ha tomado como material un acero fundido revenido con  $S_e = 40$  kips.

La resistencia del piñón es:

$$F_{\bullet \text{ piñón}} = \frac{41\,500 \times 11 \times 0,329}{1,15}$$

$$F_{\bullet \text{ piñón}} = 129,41 \text{ kips (575,62 kN)}$$

Donde el piñón está conformado por un material de acero al carbono, con un factor de Lewis ( $Y = 0,326$ ).

Teniendo en cuenta que "n" es el margen de seguridad de diseño, se debe cumplir:

$$F_s \geq (1 + n) \times F_d$$

De la ecuación, se tiene:

$$n = \frac{F_s}{F_d} - 1$$

$$n = \frac{182,045}{75,019} - 1 = 2,43$$

Para el engranaje  $n = 2,43$

$$n = \frac{129,408}{75,019} - 1 = 1,725$$

Para el piñón  $n = 1,725$

De lo que se puede ver, se tiene como promedio un  $n = 2,07$ , que es lo recomendable para un servicio pesado, como el que soportan las mencionadas piezas.

#### Chequeo por Desgaste ( $F_w$ )

Se debe cumplir:

$$F_w \gg F_d$$

Donde:

$$F_w = b \times D_p \times K \times Q$$

Para el engranaje:

Se ha tomado acero fundido ASTM A-27, con una dureza de 140 BHN, se tiene:

$$K = \frac{S^2}{1,4} \times \text{sen } \varphi \times \frac{2}{E}$$

$$\varphi = 20^\circ \quad \text{Angulo de presión}$$

S = Límite de fatiga de las superficies

$$S = 400 \text{ BHM} - 10 \text{ 000} \dots\dots\dots \text{Ec. 5.1.05}$$

$$S_{eng} = 46 \text{ 000 lb/pulg}^2 \text{ (3 169,4 bar)}$$

$$K = \frac{(46 \text{ 000})^2}{1,4} \times 0,34202 \times \frac{2}{30 \times 10^6}$$

$$K = 34,46$$

$$Q = \frac{2 \times N_g}{N_g + N_p} = \frac{2 \times 360}{360 + 21} = 1,889$$

Reemplazando valores en la ecuación tenemos:

Para el engranaje

$$F_{wG} = 11 \times 311,81 \times 34,46 \times 1,889$$

$$F_{wG} = 223,270 \text{ kips}$$

Esto es mucho mayor que  $F_d = 38,350 \text{ kips}$

Haciendo el cálculo para el piñón:

Se ha considerado para el piñón un material de acero código MEPSA MA-3 (medio carbono), con una dureza de 220 BHN.

$$S = 400 \times 220 - 10\,000$$

$$S = 78\,000$$

$$K = \frac{(78\,000)^2}{1,4} \times 0,34202 \times \frac{2}{30 \times 10^6}$$

$$K = 99$$

Entonces:

$$F_{wP} = 11 \times 18,26 \times 99 \times 1,889$$

$$F_{wP} = 37\,563,029 < 38\,349,86 \quad F_{wP} < F_d$$

Aumentando el ancho del diente:

$$b = 11,25 \text{ pulg. (285,75 mm)}$$

$$F_{wp} = 11,25 \times 18,26 \times 99 \times 1,889$$

$$F_{wp} = 38\,416,7 \text{ lb} > F_d$$

Concluimos que los engranajes analizados no fallarán por desfase.

De los chequeos realizados se determinan los materiales a usar para el piñón y engranaje.

#### Piñón

Acero Cod. MEPSA MA-3 (medio carbono)

Dureza: 180 - 220 BHN

Su = 89 kips

Sn = 41,5 kips

#### Engranaje

Acero fundido ASTM A-27 (Cod. MEPSA MA-1)

Dureza : 140 - 160 BHN

Su = 78 kips

Sn = 40 kips

Procedimiento AGMA para el Cálculo de los dientes de engranajes

Diámetro de paso del engranaje:

$$D_o = m \times N_o = 22 \times 360$$

$$D_o = 7\,920 \text{ mm (311,81 pulg)}$$

Diámetro de paso del piñón:

$$D_p = m \times N_p = 22 \times 21$$

$$D_p = 462 \text{ mm (18,189 pulg)}$$

Distancia entre centros:

$$C = 0,5 \times (D_p + D_o) = 0,5 \times (462 + 7\,920)$$

$$C = 4\,191 \text{ mm}$$

Ancho del diente:

$$6,3 \text{ m} \leq F \leq 19 \text{ m}$$

$$138,6 \leq F \leq 418$$

Considerando:

$$F = 285 \text{ mm (11, 1/4 pulg.)}$$

Velocidad tangencial:

$$V_t = \frac{\pi \times D_p \times \text{RPM}}{60\,000}$$

$$V_t = \frac{3,1416 \times 462 \times 564}{60\,000} = 0,136 \text{ m/s}$$

Cálculo de la fuerza tangencial (F<sub>t</sub>)

$$F_t = \frac{\text{Pot (CV)} \times 75}{V_t} \dots\dots\dots \text{Ec. 5.1.07}$$

V<sub>t</sub> en m/s Pot.=32 CV D<sub>o</sub>=7 920 N<sub>v<sub>o1</sub></sub>=0,329 rev/min

$$F_t = \frac{32 \times 75 \times 60\ 000}{7\ 920 \times 0,329} = 17\ 591,04 \text{ kg-f}$$

F<sub>t</sub> = 38 700,29 lb (172,14 kN)

F<sub>r</sub> = F<sub>t</sub> x tg 20°

F<sub>r</sub> = 14 085,75 lb (62,65 kN)

Cálculo de la resistencia de los dientes por fatiga superficial

Se verifica la potencia que podrá transmitir el piñón con la siguiente relación:

$$P = 6,98 \times 10^{-7} \left[ \frac{RPM_p \times F \times C_v \times I}{C_o \times C_e \times C_m \times C_r} \right] \left[ \frac{S_{ac} \times D_p \times C_1 \times C_H}{C_T \times C_R \times C_P} \right]^2$$

Siendo:

C<sub>P</sub> = Coeficiente que depende de las propiedades elásticas del material

C<sub>o</sub> = Factor de sobrecarga

- $C_v$  = Factor dinámico
- $C_m$  = Factor de tamaño
- $F$  = Ancho del diente, mm
- $C_m$  = Factor de distribución de carga
- $C_r$  = Factor de condición superficial
- $I$  = Factor geométrico
- $S_{ac}$  = Esfuerzo permisible de contacto,  $\text{kg/mm}^2$   
( $\text{N/m}^2$ )
- $C_L$  = Factor de vida
- $C_H$  = Factor de relación de dureza
- $C_T$  = Factor de temperatura
- $C_R$  = Factor de seguridad
- $P$  = Potencia que puede transmitir, CV (kW)
- $\text{RPM}_P$  = Número de revoluciones por minuto del piñón

#### Cálculo de Factores

Para este cálculo se han empleado las tablas y gráficos del texto de diseño del Ing. Horri.

#### - Factor de condición superficial ( $C_r$ )

Este factor depende del acabado superficial, de los esfuerzos residuales y de los efectos de plasticidad. De tablas, se tiene para engranajes cilíndricos de dientes rectos:

$$C_r = 1,0$$



Para engranajes con buen grado de acabado superficial.

Factor de sobrecarga ( $C_o$ )

Este factor contempla las sobrecargas producidas por las máquinas motrices y movidas de acuerdo a sus características de funcionamiento.

Según tabla Nº 10.

$$C_o = 1,5 \text{ haciendo } C_R = C_L - 1,0$$

Para descargador rotatorio, motor eléctrico y 24 horas de servicio.

- Factor dinámico ( $C_v$ )

Este factor depende de los errores de espaciamiento entre los dientes, del perfil del diente, la velocidad tangencial, la carga a transmitir por unidad de ancho del diente, la inercia y rigidez de los elementos giratorios y las propiedades del lubricante. Empleando la curva (3) de la Fig. Nº 18, para engranajes de alta precisión, afeitados, sometidos a cargas dinámicas, con  $V = 0,136$  m/s.

$$C_v = 0,764$$

- Factor de tamaño ( $C_s$ )

Este factor depende del tamaño de los dientes, de los diámetros de las ruedas, de la relación entre el tamaño del diente y el diámetro de la rueda, del ancho del diente, de la relación entre la profundidad de la capa endurecida y el tamaño del diente y del tipo de tratamiento térmico.

$$C_s = 1,0$$

Para engranajes cilíndricos en aplicaciones generales

- Factor de distribución de carga ( $C_m$ )

Este factor evalúa los efectos de la distribución de la carga en el flanco del diente. Depende del desalineamiento de los ejes, de la deflexión elástica del eje, de bastidores y de los soportes de los ejes. Usando la tabla Nº 11 debido al ancho apreciable de nuestro piñón

$$\frac{F}{D} = 0,95 \quad \frac{F}{D} < 1,0$$

$$C_m = 1,3$$

0,95 F de contacto y 100% torque

- Factor geométrico (I)

Este factor mide los efectos de las proporciones dimensionales, tales como: el ángulo de presión, la repartición de la carga entre los dientes, la relación de transmisión, la longitud de la línea de contacto. Usando la fig. Nº 23, cuyos valores son para las peores condiciones de contacto, es decir, que un par de dientes en contacto toma toda la carga  $\phi_n = 20^\circ$ , altura completa, addendum estándar.

$$I = 0,12$$

Para  $N_p = 21$  y  $R_e = 10,3$

Coeficiente de condiciones elásticas del material ( $C_p$ )

Utilizando la tabla Nº 18, para engranajes cilíndricos rectos.

$$C_p = 61$$

Para material del piñón engranaje (acero-acero)

- Esfuerzo permisible de contacto ( $S_{ac}$ )

Los esfuerzos permisibles de contacto dependen de la composición química del material, de las propiedades mecánicas, del número de ciclos a que estará sometido de la temperatura, del tamaño de los dientes, de los esfuerzos residuales y del tipo de tratamiento térmico superficial. Selección de las durezas de los dientes (Tabla Nº 16).

$BHN_{piñón} = 300$  BHN

$BHN_{engranaje} = 255$  BHN

Acero endurecido en toda la sección del diente. Esfuerzo admisible a compresión, para el material de menor dureza. Tabla Nº 19.

$$S_{ac} = 76,875 \text{ kg/mm}^2$$

$$(7\,538,86 \text{ bar})$$

- Factor de vida ( $C_L$ )

Este factor ajusta la carga permisible para un determinado número de ciclos de operación.

$$C_L = 1,0$$

Según la fig. NO 32, para  $10^7$  ciclos.

- Factor de relación de dureza ( $C_H$ )

Este factor depende de la relación de transmisión, de la dureza del piñón y engranaje.

$$C_H = 1,0$$

Para engranajes cilíndricos de dientes rectos

- Factor de temperatura ( $C_T$ )

$$C_T = 1,0$$

Para engranajes cilíndricos operando

$T < 121^\circ\text{C}$ .

- Factor de seguridad ( $C_R$ )

Este factor permite al diseñador una oportunidad de calcular las ruedas dentadas con una buena confiabilidad o de diseñarlo con un determinado

riesgo. Se deberá tener presente que las fallas por fatiga superficial no son bruscas y se manifiesta por un acortamiento en la vida del elemento.

$$C_R = 1,0$$

Para un requerimiento del 99% de confiabilidad.

Reemplazando valores:

$$P = 6,98 \times 10^{-7} \left[ \frac{5,64 \times 311 \times 0,764 \times 0,12}{1,5 \times 1,0 \times 1,3 \times 1,0} \right] \left[ \frac{90 \times 462 \times 1,0 \times 1,0}{1,0 \times 1,0 \times 52} \right]^2$$

$$P = 34,29 \text{ CV} \quad (25,22 \text{ kW})$$

Potencia a transmitir por el piñón = 32 CV

$$34,29 \text{ CV} > 32 \text{ CV} \quad \text{¡Correcto!}$$

Con este resultado se verifica la resistencia de los dientes por fatiga superficial y se constata de que el piñón podrá transmitir la potencia requerida.

Verificación del Cálculo por resistencia a la Flexión

$$P_r = 6,98 \times 10^{-7} \left[ \frac{D_p \times N_p \times S_{ae} \times m \times F \times J \times K_L \times K_V}{K_o \times K_m \times F_T \times K_R \times K_o} \right]$$

- Factor de sobrecarga ( $K_o$ )

Usando la tabla Nº 10, para volteadores rotatorios.

$$K_o = 1,5$$

Para motor eléctrico y 24 horas de servicio.

$$K_L = K_R = K_T = 1,0$$

- Factor dinámico ( $K_v$ )

Utilizando la figura Nº 1 y la curva (2) para engranajes de alta precisión sometidos a cargas dinámicas.

$$K_v = 0,87$$

Con  $V = 0,136$  m/s

- Factor de tamaño ( $K_s$ )

$$K_s = 1,0$$

Para engranajes de acero adecuadamente seleccionados y con un tratamiento térmico adecuado.

- Factor de distribución de carga ( $K_m$ )

Utilizando la tabla Nº 11

$$K_m = 1,3$$

- Factor geométrico (J)

Es un factor que contempla la forma geométrica del perfil del diente, la posición de la carga que más daño puede ocasionar al diente, la concentración de esfuerzos y la repartición de la carga entre los dientes. Empleando la fig. Nº 14, para engranajes rectos y 20° de ángulo de presión

$$N_p = 21 \qquad J_p = 0,36$$

$$N_g = 360 \qquad J_g = 0,46$$

- Esfuerzo admisible del material ( $S_{at}$ )

Los esfuerzos admisibles del material usados en el diseño de los engranajes varían en forma considerable con el tratamiento térmico, métodos de forjado, método de fundición y de la composición química del material. Utilizando la tabla Nº 14:

$$BHN_p = 300 \text{ BHN} \qquad S_{atp} = 25,4 \text{ kg/mm}^2 \text{ (2 490,39 bar)}$$

$$BHN_g = 255 \text{ BHN} \qquad S_{atg} = 22,77 \text{ kg/mm}^2 \text{ (2 232,97 bar)}$$

Reemplazando datos:

$$F_{tp} = 6,98 \times 10^{-7} \left[ \frac{462 \times 5,64 \times 25,4 \times 16 \times 311 \times 0,36 \times 1,0 \times 0,87}{1,0 \times 63 \times 1,0 \times 1,5 \times 1,0} \right]$$



$$P_{rp} = 76,19 \text{ CV} > 32 \text{ CV} \quad \text{Correcto!}$$

$$P_{rg} = P_{rp} \times \frac{S_{atg}}{S_{atp}} \times \frac{J_g}{J_p}$$

$$P_{rg} = 76,19 \times \frac{22,77}{25,40} \times \frac{0,46}{0,36}$$

$$P_{rg} = 78,3 \text{ CV} > 32 \text{ CV} \quad \text{Correcto!}$$

Con lo que se verifica el cálculo por resistencia a la flexión.

De los chequeos realizados elegimos los materiales a utilizar:

#### Piñón

Acero fdo. Cod. MEPSA MA-3 (buena maquinabilidad)

Código COMESA: ACC - 03

$S_u = 89\,000 \text{ lb/pulg}^2 \quad (613,57 \text{ N/mm}^2)$

$S_y = 41\,500 \text{ lb/pulg}^2 \quad (286,10 \text{ N/mm}^2)$

Endureciendo superficialmente los dientes a 300BHN

#### Engranaje

Acero fdo. Cod. ASTM A-27 (Excelente maquinabilidad)

Cód. MEPSA: MA-1

Código COMESA: ACC - 02

$$S_u = 78\ 000\ \text{lb/pulg}^2 \quad (537,73\ \text{N/mm}^2)$$

$$S_y = 40\ 000\ \text{lb/pulg}^2 \quad (275,76\ \text{N/mm}^2)$$

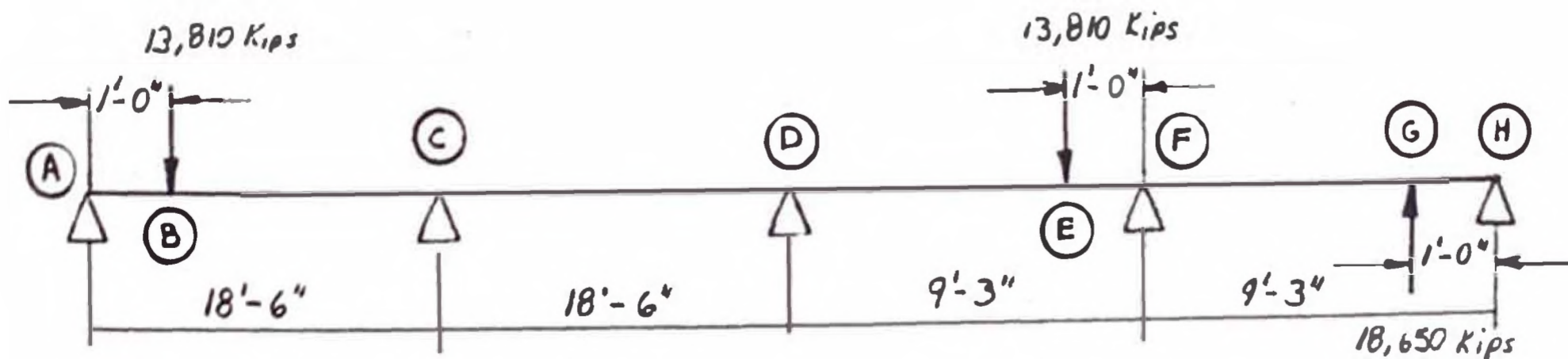
Endureciendo superficialmente los dientes a 255BHN

Tomo como definitivo al cálculo de los dientes por el procedimiento AGMA, por ser más conservador en sus valores, lo que nos asegura una mayor confiabilidad en sus resultados. Este método de cálculo está actualizado por utilizar las unidades del sistema internacional, que está desplazando eficazmente al anterior sistema.

### 3.5.4 Cálculo y Diseño del eje de Transmisión

En la siguiente figura se muestra el sistema de cargas y los diagramas de fuerza cortante, momento flector y torque. Tanto para el plano vertical como horizontal.

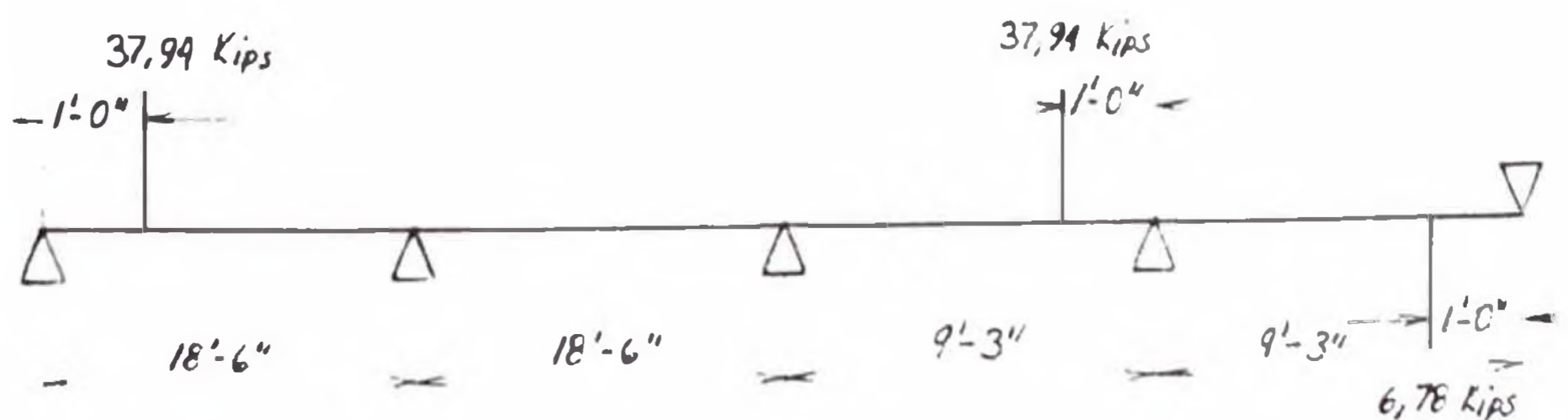
#### Plano Vertical



FD	1	0,5	0,5	0,333	0,666	0,5	0,5	1
MEP	12,36	-0,706			+1,33	-10,98	-1,789	+14,835
1a D	-12,36	+0,353	+0,353	-4429	-0886	+6,389	+6,389	-14,835
T	+0,1765	-6,180	-0,2214	6,180	+3,194	-0,443	-7,417	+3,1945
2a D	-0,1765	+3,200	+3,200	-3,122	-6,243	+3,930	+3,930	-3,1945
T	+1,6003	0,08825	-1,5608	+1,6003	+1,9651	-3,122	-1,597	+1,9651
3a D	-1,6003	+0,82450	+0,8245	-1,1873	-2,3745	+2,359	+2,359	-1,9651
T	+0,4123	-0,80015	-0,5936	+0,4122	+1,1797	-1,187	-0,982	+1,1797
4a D	-0,41225	+0,69690	+0,6969	-0,5801	-1,0602	+1,085	+1,085	-1,1797
Σ	0	-2,6993	+2,6992	+2,9105	-2,8946	-1,968	+1,963	0
Momentos		-2,6998		-2,9105		-1,9683		

Reacciones								
Cargas	+13,063	+0,7465			+1,4930	+12,32	-2,016	-16,634
Momentos	-0,1459	+0,1459	+0,0114	-0,0114	+0,100	-0,100	-0,213	+0,2128
Σ	+12,9172	+0,8924	+0,0114	-0,0114	+1,5993	+12,22	-2,229	-16,420
Reacciones Finales	+12,9171	-0,9038		-1,5816	+9,99882			-16,420

Plano Horizontal



FD	1	0,5	0,5	0,333	0,666	0,5	0,5	1
MEP	+33,9502	-1,9400			+3,6583	-30,181	-0,6545	+5,3996
1a D	-33,9502	+0,9700	+0,9700	-1,2182	-2,4364	+15,417	+15,427	-5,3996
T	+0,4850	-16,975	-0,6091	+0,4850	+7,7088	-1,2182	-2,6998	+7,7088
2a D	-0,4850	+8,7921	+8,7921	-2,7285	-5,4571	+1,9590	+1,9590	-7,7088
T	+4,3960	-0,2425	-1,3642	+4,8960	+0,9795	-2,7285	+3,8544	+0,9795
3a D	-4,3960	+0,8033	+0,8033	-1,7900	-3,5800	+3,2914	+3,2914	-0,9795
T	+0,4016	-2,1980	-0,8950	+0,4016	+1,6457	-1,7900	+0,4897	+1,6457
4a D	-0,40016	+1,5465	+1,5465	-0,6817	-1,3635	+1,1398	+1,1398	-1,6457
Σ	0	-9,2437	+0,2436	-1,1358	+1,1553	-14,109	+14,109	0
Momentos		-9,2437		-1,1358		-14,1098		

Reacciones								
Cargas	+35,8901	+2,0509			+4,1017	+33,8393	+0,7338	-6,0540
Momentos	-0,4996	+0,4996	+0,5610	+0,5610	-1,6503	+16,503	-1,5253	+1,5253
Σ	+35,3905	+2,5505	-0,5610	+0,5610	+2,4514	+35,489	-2,2591	-4,5287
Reacciones Finales	+35,3905	-1,9895		-3,0124	+33,2305			-4,5287

$$M_B = \sqrt{M_{Bx}^2 + M_{By}^2} = \sqrt{12,02^2 + 35,39^2}$$

$$M_B = 37,68 \text{ kips-pie (452 000 lb-pulg)}$$

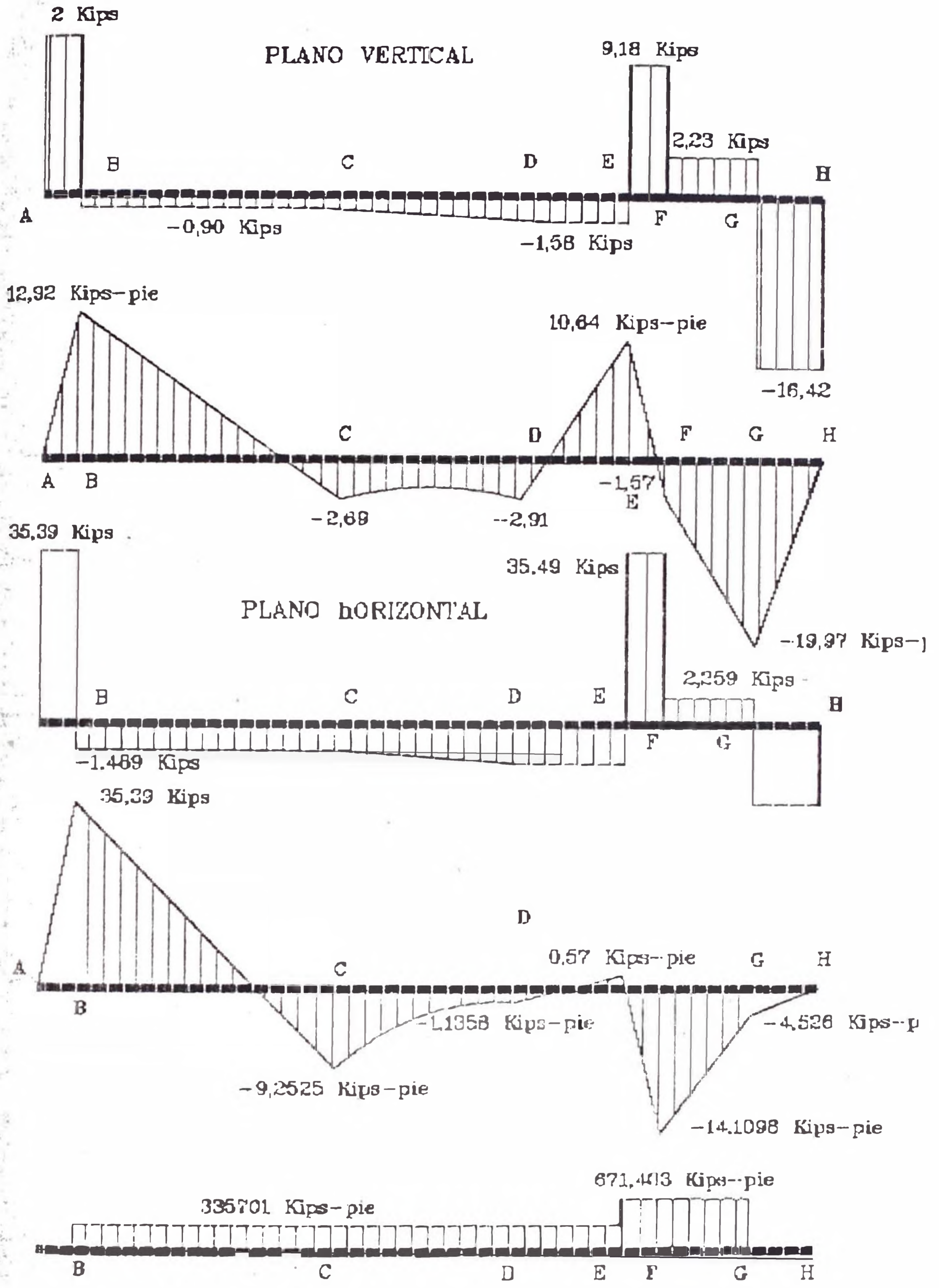


DIAGRAMA DE MOMENTO TORSOR

Por lo tanto:

$$M_{max} = 452\ 000 \text{ lb-pulg (51\ 066 N-m)}$$

$$M_t = 671\ 403 \text{ lb-pulg (75\ 854 N-m)}$$

Usando la ecuación de la ASME para ejes macizos, tendremos:

$$d^3 = \frac{16}{\pi c S_u} \sqrt{(K_b \times M_b)^2 + (K_t \times M_t)^2}$$

Donde:

$$M_b = 452\ 000 \text{ lb-pulg} \quad \text{Momento de flexión}$$

$$M_t = 671,403 \text{ lb-pulg} \quad \text{Momento de torsión}$$

$K_b$  = Factor combinado de choque y fatiga, aplicado al momento flector

$K_t$  = Factor de rotación, con carga aplicada bruscamente, pero sin choques tenemos:

$$K_b = 1,5$$

$$K_t = 1,5$$

Esfuerzo permisible para acero comercial A-36, será el menor de:

$$S_y = 36 \text{ kips, pulg}^2 \quad 0,30 \times 36 = 10,8 \text{ kips/pulg}^2$$

$$S_u = 62 \text{ kips, pulg}^2 \quad 0,18 \times 62 = 11,16 \text{ kips/pulg}^2$$

Tomamos  $S_u = 10,8 \text{ kips/pulg}^2$ , pero por canal chavetero el ASME recomienda tomar el 75% de este valor, luego:

$$S_u = 8 \text{ kips/pulg}^2$$

Calculando tenemos:

$$d^3 = \frac{16}{3,1416 \times 8\,000} \sqrt{(1,5 \times 452\,000)^2 + (1,5 \times 671\,403)^2}$$

$$d = 8,976 \text{ pulg (227,99 mm)}$$

Tomamos:

$$d = 9 \text{ pulgadas (228,6 mm)}$$

#### Chequeo por Deformación Torsional

Para nuestro caso, la deformación torsional permisible es de  $1^\circ$  en 20 diámetros y :

$$\varphi = \frac{M_t \times L}{J \times G}$$

Donde:

$$\varphi = 1^\circ = 0,01745 \text{ para 20 diámetros}$$

$$M_t = 671\,400 \text{ lb-pulg}$$

$$J = \pi d^4/32 \quad \text{Momento polar de inercia}$$

$$G = 12 \times 10^6 \quad \text{Módulo de rigidez (acero)}$$

Reemplazando:

$$0,01745 = \frac{671\,403 \times 20 \times d}{(\pi d^4/32) \times 12 \times 10^6}$$

De donde:  $d = 8,49$  Correcto!

Chequeo por Fatiga

Sabemos que:

$$d^3 = \frac{32 \times FD}{\pi} \times \sqrt{\left(\frac{M_t}{S_y}\right)^2 + \left(\frac{M_b}{S_{en}}\right)^2}$$

$$M_{b \max} = 452\ 000 \text{ lb-pulg}$$

$$M_{t \max} = 671\ 403 \text{ lb-pulg}$$

$$S_{en} = 26\ 000 \text{ lb/pulg}^2 \text{ (SAE 1020)}$$

$$S_y = 35\ 000 \text{ lb/pulg}^2$$

$K_a$  = Coeficiente de superficie (0,82) mecanizado y trefilado)

$K_b$  =  $1 - 0,08 \times 2,33 = 0,814$  (99%) Coeficiente de confianza

Los demás coeficientes los consideramos = 1,0

Por lo tanto:

$$S_{en} = 0,82 \times 0,7 \times 0,814 \times 1,0 \times 26\ 000 = 12,148 \text{ lb/pulg}^2$$

FD = Coeficiente o factor de seguridad

Como el diámetro  $d = 9$  pulg se desea verificar, se tendrá:

$$9^3 = \frac{32 \times FD}{3,1416} \times \sqrt{\left(\frac{671\ 403}{35\ 000}\right)^2 + \left(\frac{452\ 000}{12\ 148}\right)^2} = 426 \text{ FD}$$



$$FD = \frac{729}{426} = 1,711 > 1,0 \quad \text{Correcto!}$$

Para eje de transmisión usaremos de 9 pulgadas de diámetro.

### 3.5.5 Cálculo y Selección de los Acoplamientos

Los acoplamientos tanto para la salida del motor al reductor, como los de la salida del reductor al eje de transmisión, serán del tipo flexible y rígido respectivamente, estando el tambor del freno integrado con la mitad del acoplamiento del motor.

#### Acoplamiento lado motor

Potencia de aplicación = 95,29 HP (70 kW)

RFM de aplicación = 1 182 rev/min

Potencia Nominal a 100 rev/min:

$$HP/100 = \frac{\text{Pot. de aplicación} \times 100 \times \text{factor de servicio}(k)}{\text{RFM de aplicación}}$$

Factor de Servicio (k) según catálogo ACMA:

k = 2,0 (24 h)

Calculando la potencia nominal a 100 rev/min

$$HP/100 = \frac{95,29 \times 100 \times 2}{1 182} = 16,12$$

Del catálogo de selección del motor, se observa que el eje del motor tiene 80 mm  $\varnothing$  (3,14 pulg) de diámetro.

Del catálogo de acoplamiento "FALK" seleccionamos el acoplamiento:

G66 19 x 8,75

Por tener un agujero máximo de 4,125 pulg. de diámetro mayor a 3,140 pulg. siendo su capacidad nominal de 150 HP por 100 rev/min.

Acoplamiento del lado del eje de transmisión

De igual forma que el acople anterior:

RPM<sub>o</sub> = 5,68 rev/min  $k = 2,0$  Pot. aplic. 56,56 HP

$$\text{HP}/100 = \frac{56,56 \times 100 \times 2}{5,63} = 2\ 009,2$$

Del catálogo de acoplamiento FALK vemos que el máximo valor es 1 600 correspondiente al tipo 1070 G y es inferior por lo tanto, calcularemos las dimensiones de nuestros acoplamientos:

Para una velocidad tan baja (5,63 rev/min) y un torque bastante elevado (632 909,4 lb-pulg) usaremos un acoplamiento rígido de bridas de acero fundido.

$$d_{\text{j}} = 8 \text{ pulg } \varnothing \text{ (203,2 mm)}$$

$$D_{\text{cubo}} = 1,5 \times d_{\text{j}} + 1 = 13 \text{ pulg (330,2 mm)}$$

$$L_{\text{cubo}} = d_{\text{j}} = 8 \text{ pulg (203,2 mm)}$$

$$D_{\text{pernos}} = 2,25 \times d_{\text{j}} = 2,25 \times 8 = 18 \text{ pulg (457,2 mm)}$$

= 1 pie 6 pulgadas (para bridas con encaje, para un mejor centrado)

$$D_{\text{ext. brida}} = 2,875 \times d_{\text{j}}$$

$$= 2,875 \times 8 = 23 \text{ pulg (584,2 mm)}$$

= 1 pie 11 pulgadas de diámetro

$$N_{\text{pernos}} = 0,5 \times d_{\text{j}} + 3$$

$$= 0,5 \times 8 + 3 = 7$$

Asumimos 6 pernos.

Para el cálculo de los pernos, suponemos que los pernos están apretados a mano y que la carga se transfiere desde una de las mitades del acoplamiento a la otra por medio de un esfuerzo cortante uniforme en el vástago del perno; lo que da el diseño más conservador.

Por lo tanto:

$$T = \tau \frac{\pi d^2}{4} \times \frac{D_{\text{pernos}}}{2} \times N_{\text{pernos}}$$

Y reemplazando valores tenemos:

$$632\,909,2 = 11\,000 \times \frac{3,1416 d^2}{4} \times \frac{18}{2} \times 6$$

$$d = 1,165 \text{ pulg } (29,59 \text{ mm})$$

Por lo tanto: Usar pernos (6) de 1 1/4"  $\varnothing$  NC.

El espesor de la brida se calcula igual que para el cubo desmontable; por la condición de rigidez de la brida y de su resistencia de aplastamiento.

$$t = 0,785 \times d \times \frac{\tau \text{ corte pernos}}{\sigma \text{ aplast. brida}}$$

$$t = 0,785 \times 1,250 \times \frac{11\ 000}{8\ 370}$$

$$t = 1,2896 \text{ pulg. } (32,75 \text{ mm})$$

Donde:  $\tau$  corte = 11 000 lb/pulg<sup>2</sup> (perno grado 1)

$\sigma$  aplast. = 1,35 x 6,2 = 8,370 kips (para cubo Fe. fdo)

Tomando en cuenta la longitud de trabajo de los pernos debido a al rosca, y la disminución de sección en el encaje tomamos:

$$t = 1,75 \times 1,2896$$

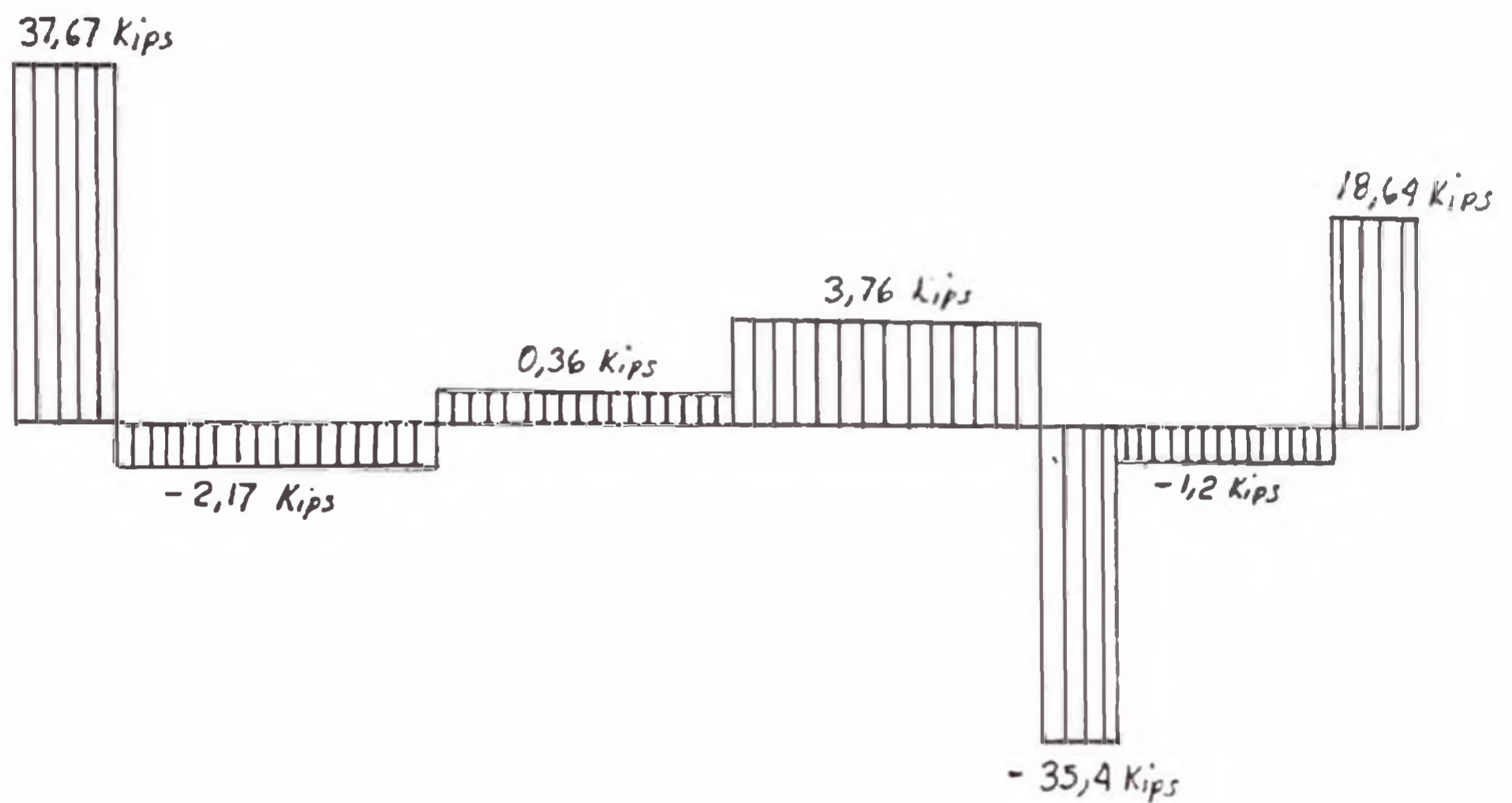
$$t = 2,2568 \text{ pulg. } (57,32 \text{ mm})$$

$$t = 2 \frac{1}{2} \text{ pulgadas}$$

### 3.5.6 Cálculo y Diseño de los Cojinetes

Las fuerzas actuantes serán el peso del eje y la fuerza debida a la transmisión:

Por la transmisión:



Para el apoyo más cargado tendremos:

$$W = 37,67 + 2,4 = 40,07 \text{ kips} \quad \text{Carga radial máxima}$$

$$D = 8 \text{ pulgadas} \quad \text{Diámetro del cojinete}$$

$$L = 8 \text{ pulgadas} \quad \text{Longitud del cojinete}$$

$$N = 5,64 \text{ rev/min}$$

El juego radial es: (fig. Nº 10, HOR1)

$$c = 0,0045 \text{ pulg} \quad \text{Para maquinaria en general de funcionamiento continuo}$$

Dimensiones de la bocina y del eje

Toma de un ajuste clase RC6 (H8e8), tendremos:

$$\begin{array}{rcc} & + 0,0018 & +0,0000 \\ \text{Bocina} = 8,0000 & & \text{Eje} = 7,9975 \quad \text{pulg} \\ & -0,0000 & -0,0018 \end{array}$$

Que significaría:

$$\text{Juego radial mínimo posible: } c_{\min} = 0,0043 \text{ pulg}$$

$$\text{Juego radial máximo posible: } c_{\max} = 0,00610 \text{ pulg}$$

$$\text{Norton recomienda: } h_o = 0,00025 \times D$$

$$h_o = 0,00025 \times 8 = 0,002 \text{ pulg.}$$

Calculamos la variable del espesor mínimo de película

$$h_o/c_{\min} = 0,002/0,0048 = 0,465$$

$$h_o/c_{\max} = 0,002/0,0061 = 0,328$$

#### Número característico del cojinete

De la figura N<sup>o</sup> 2, HORI; utilizando el subíndice (1) para el juego radial mínimo y (2) para el máximo.

$$S_1 = 0,165$$

$$S_2 = 0,095$$

Carga por unidad de área proyectada

$$P = \frac{W}{D \times L} = \frac{40\ 000}{8 \times 8} = 625 \text{ lb/pulg}^2$$

Viscosidad absoluta del lubricante ( $\mu$ )

$$\mu = \frac{F \times S}{N'} \times \left( \frac{c}{r} \right)^2 ; \text{ en reyns}$$

$$N' = 5,64/60 = 0,094 \text{ rev/s}$$

$$\mu_1 = \frac{625 \times 0,165}{0,094} \times \left( \frac{0,0043}{4} \right)^2 = 1,2678 \times 10^{-3}$$

$$\mu_2 = \frac{625 \times 0,095}{0,094} \times \left( \frac{0,0061}{4} \right)^2 = 1,4689 \times 10^{-3}$$

Variable del incremento de temperatura (figura 9, HORI)

$$\frac{J \times \Gamma \times C_H \times T_1}{P} = 19 \qquad \frac{J \times \Gamma \times C_H \times T_2}{P} = 14$$

Incremento de temperatura

$$T_1 = \frac{19 \times 625}{9\,336 \times 0,0311 \times 0,42} = 97,38 \text{ }^\circ\text{F} \text{ (309,65 }^\circ\text{K)}$$

$$T_2 = \frac{14 \times 625}{9\,336 \times 0,0311 \times 0,42} = 71,75 \text{ }^\circ\text{F} \text{ (295,42 }^\circ\text{K)}$$

Temperatura máxima del lubricante:

$$T_{e1} = 70 + 97,38 = 167,38 \quad 170 \text{ °F Correcto!}$$

$$T_{e2} = 70 + 71,75 = 141,75 \quad 170 \text{ °F Correcto!}$$

Temperatura media del lubricante

$$T_{p1} = 0,5 \times (70 + 167,38) = 118,69 \text{ °F}$$

$$T_{p2} = 0,5 \times (70 + 141,75) = 105,87 \text{ °F}$$

Especificación del lubricante

De la figura N<sup>o</sup> 1, el aceite SAE grado 10, satisface para las situaciones extremas del juego radial.

Espesor mínimo de la película

De la figura N<sup>o</sup> 2, HORI, tenemos:

$$\frac{h_{o1}}{c_1} = 0,465 \quad \frac{h_{o2}}{c_2} = 0,328$$

De aquí:

$$h_{o1} = 0,465 \times 0,0043 = 0,00199 \text{ pulg}$$

$$h_{o2} = 0,328 \times 0,0061 = 0,0020 \text{ pulg}$$

Localización del espesor mínimo de la película

De la figura N<sup>o</sup> 3 HORI

$$\varphi_1 = 57^\circ$$

$$\varphi_2 = 48^\circ$$



Relación de presión.- De la figura N<sup>o</sup> 7, HORI

$$\frac{P}{P_{max}} = 0,443$$

$$\frac{P}{P_{max}} = 0,395$$

Presión máxima del lubricante

$$P_{max 1} = 650/0,443 = 1 467 \text{ lb/pulg}^2$$

$$P_{max 2} = 650/0,395 = 1 645 \text{ lb/pulg}^2$$

Localización de la presión máxima.- De la figura N<sup>o</sup> 8 HORI

$$\varphi_{p \text{ max } 1} = 78^\circ$$

$$\varphi_{p \text{ max } 2} = 76^\circ$$

Localización de la presión cero.- De la figura N<sup>o</sup> 8 HORI

$$\varphi_{p \text{ o } 1} = 80^\circ$$

$$\varphi_{p \text{ o } 2} = 68^\circ$$

Variable del Flujo.- De la figura N<sup>o</sup> 5 HORI

$$\frac{Q_1}{r \times c_1 \times N \times L} = 4,2 \quad \frac{Q_2}{r \times c_2 \times N \times L} = 4,4$$

Flujo de lubricante a la entrada

$$Q_1 = 4,2 \times 4 \times 0,0043 \times 0,094 \times 8 = 0,0543 \text{ pulg}^3/\text{s}$$

$$Q_2 = 4,4 \times 4 \times 0,0061 \times 0,094 \times 8 = 0,0807 \text{ pulg}^3/\text{s}$$

Relación de flujos.- De la figura N<sup>o</sup> 6, HORI

$$Q_{e1}/Q_1 = 0,615 \quad ; \quad Q_{e2}/Q_2 = 0,735$$

Cantidad de lubricantes que fluirá por los extremos.

$$Q_{e1} = 0,615 \times 0,0543 = 0,0333 \text{ pulg}^3/\text{s}$$

$$Q_{e2} = 0,735 \times 0,0807 = 0,0593 \text{ pulg}^3/\text{s}$$

Variable del coeficiente de fricción.- De la figura Nº 4

$$\left(\frac{r}{c_1}\right) \times f_1 = 5,25 \quad ; \quad \left(\frac{r}{c_2}\right) \times f_2 = 3,25$$

#### Coeficiente de Fricción

$$f_1 = 5,25 \times 0,0043/4 = 0,00564$$

$$f_2 = 3,25 \times 0,0061/4 = 0,00496$$

#### Torque de fricción

$$T_1 = f_1 \times W \times r$$

$$T_1 = 0,00564 \times 40\ 000 \times 4 = 902,4 \text{ lb-pulg (101,95 N-m)}$$

$$T_2 = f_2 \times W \times r$$

$$T_2 = 0,00496 \times 40\ 000 \times 4 = 793,6 \text{ lb-pulg (89,66 N-m)}$$

#### Potencia perdida por fricción

$$HP_1 = \frac{T_1 \times N}{63\ 000} = \frac{902,4 \times 5,64}{63\ 000} = 0,0807 \text{ hp (0,059354 kW)}$$

$$HP_2 = \frac{T_2 \times N}{63\ 000} = \frac{793,6 \times 5,64}{63\ 000} = 0,0710hp (0,05222kW)$$

### 3.5.7 Cálculo y diseño del Freno

El frenado de los mecanismos con accionamiento eléctrico se suele efectuar tanto por procedimiento eléctrico como mecánico.

Los esquemas eléctricos de algunas máquinas modernas admiten la posibilidad de disminuir considerablemente la velocidad del mecanismo hasta el momento de la aplicación del freno. No obstante también en este caso, el freno mecánico queda como único medio de parada del mecanismo, al cesar el suministro de la energía eléctrica.

Las características que deben reunir el sistema de freno para nuestro caso será:

#### En el ascenso

El freno se debe desactivar automáticamente y el motor debe elevar la estructura; si el motor se para, o se interrumpe el suministro de la energía eléctrica, la estructura debe ser detenida automáticamente en cualquier punto de su recorrido. al llegar a su posición completa de volteo (165°), se aplicarán los frenos mientras dure la operación de los tres motovibradores.

En el descenso

El freno, estará actuando mientras los motovibradores estén operando, luego el freno debe desactivar automáticamente y el motor debe bajar la estructura del volteador hasta su posición de descanso, al nivel de la vía férrea, donde el freno deberá actuar en forma constante hasta que el ciclo se vuelva a repetir.

De acuerdo a los requerimientos de frenado anteriores se ideó la aplicación de un freno de zapatas doble que se muestra en la fig. 3.5.8

De acuerdo a los cálculos anteriores, el torque que se debe vencer en el frenado, referido al eje del freno es:

$$T = \frac{63\ 000 \times HF_{trabajo}}{RPM_{ej.}}$$
$$T = \frac{63\ 000 \times 96}{1\ 182} = 5\ 116 \text{ lb-pulg (577,79 N-m)}$$

Por seguridad, tomamos la capacidad de frenado como tres veces el torque producido (Dubbel II, pag. 1394)

$$T_{freno} = 15\ 348 \text{ lb-pulg (1 733, 99 N-m)}$$

Considerando el diámetro de la polea de freno igual a 19 pulgadas de diámetro (482,6 mm) y R el radio de la polea, entonces:

La fuerza tangencial que actúa en la polea de freno es:

$$F_t = \frac{T_{\text{freno}}}{R}$$

$$F_t = \frac{15\ 348}{9,5} = 1\ 615\ \text{lb} \ (7\ 183,52\ \text{N})$$

#### Cálculo de la presión en las zapatas

En el freno de zapatas doble, se considera que cada zapata frena aproximadamente con la mitad de la fuerza tangencial.

La presión en las zapatas está dado por la expresión:

$$P = \frac{F_t}{2 \times \mu}$$

Donde:  $F_t = 1\ 615,6\ \text{lb} \ (7\ 183,52\ \text{N})$

$\mu$  = coeficiente de rozamiento

$\mu = 0,5$  a  $0,6$  (en seco) para faja "FRENOSA" R1C.

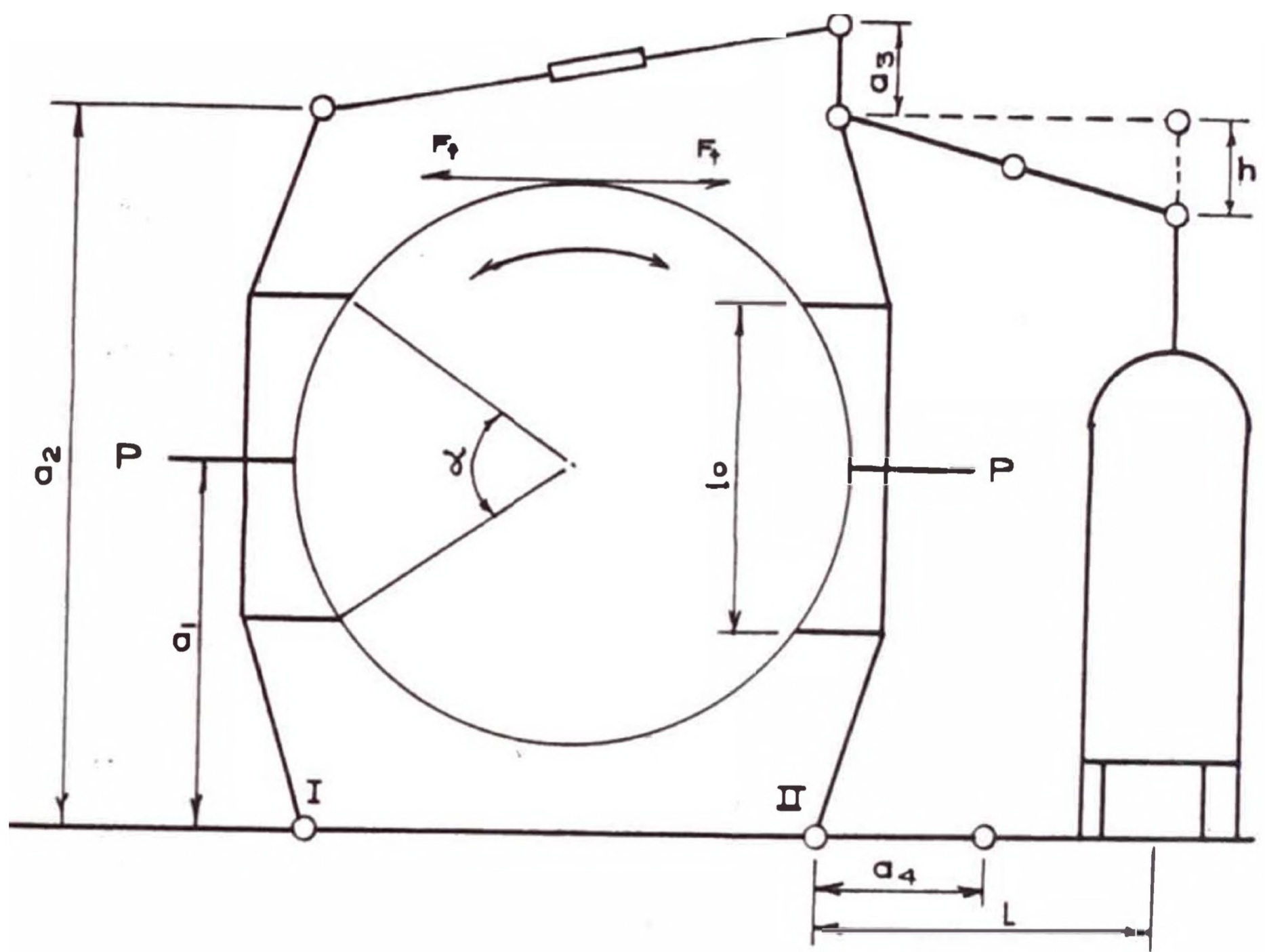


Fig. 3.5.8

Reemplazando datos:

$$P = \frac{1\ 615,6}{2 \times 0,5} = 1\ 615\ \text{lb/pulg}^2\ (11\ 133,81\ \text{kN/m}^2)$$

La presión superficial correspondiente a la presión de servicio aplicada a las zapatas será:

$$P = \frac{P}{b_o \times l_o}$$

Donde:

$$P = 1\ 615\ \text{lb/pulg}^2\ (11\ 133,81\ \text{kN/m}^2)$$

$$b_o = \text{ancho de la zapata de freno en pulg. (mm)}$$

$$l_o = \text{longitud de la zapata}$$

$$l_o \approx 0,73\ D\ \text{para un ángulo central} = 90^\circ$$

$$l_o = 0,73 \times 19 = 13,88\ \text{pulg}$$

$$l_o = 14\ \text{pulg. (355,6 mm)}$$

Como presión superficial admisible se toma:

$$p = 0,5 \times 3\ \text{kg/cm}^2 = 7 \times 43\ \text{lb/pulg}^2$$

$$\text{Asumimos } p = 13\ \text{lb/pulg}^2$$

$$b_o = \frac{1\ 615,6}{13 \times 13,88} = 8,954\ \text{pulg.}$$

$$\text{ancho de la banda } b_o = 9\ \text{pulg. (228,6 mm)}$$

Cálculo de la fuerza de tracción del electroimán

La fuerza de tracción del electroimán será:

$$z = P \times \frac{1}{i} \times \frac{1}{n} \text{ en lb}$$

Donde:

i = Relación de palancas hasta el punto de aplicación del electroimán. Fig. 3.5.8

$$i = \frac{a_2}{a_1} \times \frac{a_4}{a_3} \times \frac{1}{a_4}$$

Según Dubbel, pag. 1395 se puede asumir como valor de la relación: de 8:1 a 10:1

Asumimos  $i = 9$

n = rendimiento del freno

$n \approx 0,95$

Por lo tanto:

$$Z = 1\ 615,6 \times \frac{1}{9} \times \frac{1}{0,95}$$

$Z = 188,9 \text{ lb (840,23 N)}$



Cálculo de la constante del resorte

De acuerdo a las dimensiones del tambor (para facilidad de montaje) podemos asumir:

L = 150 mm	Longitud libre
D = 40 mm $\varnothing$	Diámetro exterior
N = 15 1/2	Nº de vueltas
d = 9 mm $\varnothing$	Diámetro del alambre

Con estos valores, podemos calcular la constante "K" del resorte:

$$K = \frac{d^4 \times G}{8 \times N \times D^3}$$

Donde:

$$G_1 = 8,1 \times 10^9 \text{ kg/cm}^2 \quad \text{Módulo de corte del acero}$$

Por lo tanto:

$$K = \frac{9^4 \times 8,1 \times 10^9}{8 \times 15,5 \times 150^3} = 12,7 \text{ kg/cm} \quad (12\,454,38 \text{ N/m})$$

Usaremos dos resorte de compresión de 9 mm  $\varnothing$  alambre por 40 mm de diámetro exterior por 150 mm de longitud libre con extremos acabados y 15 1/2 espiras o vueltas.

### Selección del Resorte

La fuerza en el resorte para el frenado (a la distancia  $a_4$ ), siendo " $G_m$ " el peso de la armadura del electroimán, vendrá dado por:

$$G = (Z - C_m) \times \frac{1}{a_4}$$

$$G = (85,9 - 3,5) \times \frac{36}{18} = 164,8 \text{ kg (1 616 N)}$$

En nuestro medio, hay fábricas especializadas en la fabricación de resortes por lo que sólo es necesario tener como datos, la carga de trabajo y las dimensiones necesarias del diámetro interior (o exterior). Longitud (o Nº de espiras) y el paso.

La presión de frenado se regula templando el resorte  $b_1$  o  $b_2$ . Si  $b_1 = b_2$  entonces el freno queda aflojado.

### Cálculo del espesor del tambor de freno

El tambor se puede considerar como un cilindro sometido a una presión exterior.

$$P = P_{max} = 1\,615,6 \text{ lb/pulg}^2$$

Sabemos que:

$$t = 0,00495 R \sqrt{F_1}$$

Donde:

$$F_1 = 2,5 \times 1\ 615,6 - 4\ 039 \text{ lb/pulg}^2$$

$$R = 9,5 \text{ pulg}$$

Por tanto:

$$t = 0,00495 \times 9,5 \sqrt{4\ 039} = 0,749 \text{ pulg. (19,02 mm)}$$

Usamos tambor fabricado de FL 3/4".

De Catálogos seleccionamos:

Freno "Elevanja" tipo 19 ZL2503 con un torque máximo de 16 000 lb-pulg (1 807,01 N-m) para tambor de 19 pulg de diámetro y 9 pulg. de ancho (482,6 mm  $\varnothing$  x 228,6 mm).

### 3.6 Sistema de Mando y Control

Dada las condiciones de trabajo de nuestro sistema pasaremos a describir el sistema de Mando y Control en función a la operación del mismo.

En un principio el volteador estara al nivel de la vía férrea y libre de vagones.

Se utilizarán tres interruptores. Un separador principal MIS y dos interruptores de los circuitos

menores 1MCB y 2MCB, los cuales se cerrarán para energizar el sistema. El vagón lleno estará ahora correctamente posicionado sobre la plataforma del volteador y desacoplado.

En nuestro tablero de control, tendremos un botón de reposición (RESET) el cual cerrará el contacto principal M. La maniobra se realizará mediante la presión del pulsador de volteo (DUMP), el contactor D es energizado. Previamente se preve que un interruptor del sector SS1 no esté fijado en la posición (JOG), donde la estructura puede subir o bajar en cualquier punto de su trayectoria, a través del pulsador el contacto D mantiene alimentado los puntos (23-20), el freno se desactiva automáticamente y el volteador comienza a girar el vagón.

Si con el interruptor SS1 seleccionamos la posición de automático (AUTO), el contacto D conecta los puntos (25-29) alimentando al relé del sistema de enclavamiento IR. Un adicional contacto D encierra los puntos (346-34) energizando un relé de acción retardada TR1. Después de una corta pausa, el contacto retardado de TR1 cierra los puntos (34-36) accionando el contactor acelerador del rotor "2R", seguido por el relé de acción retardada TR2. Después de una corta pausa, se contacto cierra los puntos (34-37) para energizar el contactor acelerador del rotor 3R y el relé de acción retardada giratorio TR3. Después de otra corta pausa su contacto cierra los puntos (34-38)

energizando el contactor acelerador del rotor 4R. El motor comienza a girar a su plena velocidad.

El interruptor limitador de carrera RL es repuesto y su contacto cierra los puntos (26-27).

Justamente antes que el volteador alcance su posición total de volteo, el interruptor VL es disparado y su contacto cierra los puntos (31-32) energizando el contactor V para conectar los vibradores, si ellos fueran previamente seleccionados con el conmutador SS2 en la posición de encendido (ON). En la posición completa de volteo, el interruptor DL es disparador y su contacto abre los puntos (20-21) desenergizando los contactores D, 2R, 3R, 4R, que son los relés de acción retardada asociados en serie. El freno es aplicado y cesa la acción de volteo. Un interruptor adicional DL conecta los puntos (29-30) y si la posición de automático (AUTO) ha sido seleccionado con el interruptor SS1, el contacto IR cerrará los puntos (25-29) y capta al relé de acción retardada TR.

Después de un corto tiempo que permite contener al vagón para ser descargado, el contacto TR cierra los puntos (25-26) y el contactor R es energizado. Si el interruptor selector SS1 es fijado en la posición manual (MANUAL) será necesario presionar el pulsador de retorno (RETURN) para energizar el contacto R. En cualquier caso,

el freno es liberado y el motor acelera bajo el control de los contactores aceleradores del rotor 2R, 3R y 4R cerrando en una secuencia retardada como se describió para el volteo.

El contactor R mantiene el circuito a través del pulsador de retorno (RETURN). El contactor R abre los puntos (32-33) desenergizando el contactor V y desconectando los vibradores, si fueron seleccionados. El vagón es retornado a su posición inicial al nivel de la vía férrea, los interruptores limitadores RL y VL son repuestos, el relé TR es desenergizado, pero un contacto R mantiene alimentado los terminales 24 y 26.

Al nivel de los rieles, el interruptor RL es disparado y su contacto abre los puntos (26-27) desenergizando los contactores R, 2R, 3R, 4R, también asociados en serie. El freno es aplicado y la rotación cesa

El próximo vagón cargado puede ser entonces movido para voltearlo como se describió arriba.

#### NOTAS

1. El propósito de los interruptores en serie OTL es proporcionar una conveniente resistencia, si por alguna razón los interruptores limitadores RL o DL fallaran para parar la máquina.

Es necesario que estos limitadores en serie sean manualmente repuestos, siendo el electricista responsable de averiguar y corregir la causa de la falla de los interruptores limitadores de parada DL o RL, antes de poner la máquina nuevamente en servicio.

2. El relé del sistema de enclavamiento IR asegura que después de una falla de potencia al presionar el botón de parada de emergencia (EMERGENCY STOP), etc. con el volteador en su posición de volteo total y el interruptor selector SS1 fijado en la posición de automático (AUTO), el relé de acción retarda TR sea aislado previniendo que el motor sea arrancado automáticamente, cuando se presione el botón de reposición (RESET).
3. Para el tipo de operación paso a paso (JOG) donde la máquina puede subir o bajar en cualquier punto de su trayectoria, dentro de los rangos estimados para la inclinación de 0° y 165°, el interruptor SS1 es fijado en la posición (JOG) y operando cualquiera de los botones de volteo o retorno (DUMP o RETURN) los contactores D o R cerrarán seguidos por el control de secuencia de los relés de acción

retardada aceleradores del rotor. Tan lejos como el botón sea mantenido presionado.



## CAPITULO 4

### ESPECIFICACIONES TECNICAS DE FABRICACION Y MONTAJE

Estas especificaciones cubren requerimiento de materiales, diseño, fabricación, erección y prueba para volteador de vagones; están dadas para la conveniencia del comprador y el fabricante en: pedidos, fabricación y montaje y de las partes a sub ensamblar.

#### 4.1 Especificaciones Técnicas de Fabricación

##### Materiales

Planchas.- Estas deberían estar de acuerdo a las normas ASTM, recomendaciones ISO R630.

Electrodos.- Normalizadas bajo las especificaciones de la AWS y ASTM A 933.

Perfiles estructurales.- Bajo las normas ASTM, CSA, ISO R630.

Piezas fundidas.- Bajo las normas ASTM A-27, grado 60-30.

### Diseño

Uniones.- Se tiene en cuenta el mínimo espesor de soldadura y además las especificaciones par soldaduras a tope y soldadura de filete.

### Fabricación

Mano de Obra.- Debe ser de primera clase y sujeta a extensión estricta.

Acabado del borde de las planchas.- Tienen que ser maquinadas y cinceladas, cuando el corte es con oxígeno la superficie debe ser suave y uniforme, libre de escorias

Vigas.- Deben de ser de construcción soldada usando costura continua de filete de 3/16".

El límite de torsión de los cojinetes de soporte no debe exceder de 3".

## 4.2 Instrucciones de Erección

### 4.2.1 Procedimiento de Pre-ensamble

Después de haber terminado con todas las obras civiles referentes a la cimentación, se chequearán las dimensiones ilustradas en la fig. 4.1

1. Medir la longitud (1) y marcar la línea central de rotación en las caras internas sobre el pilar interno y externo.
2. Chequear la dimensión (2) y marcar la línea central del eje de transmisión sobre el pilar y la pared.
3. Chequear las dimensiones (3), (4), (5), (6), (7), (8), (9), (10) y (11).

Las dimensiones (6), (8), (9), (10) y (11) deberán estar sobredimensionadas por más de 1/2 pulgada de las medidas especificadas, ellas deberán ser rectificadas antes de proceder con la erección del volteador.

4. Medir la dimensión (3) y marcar la línea central sobre la pared.
5. Repetir las instrucciones 1 4 en el otro extremo de la cimentación.

#### 4.2.2 Ubicación y Alineamiento de los Cojinetes de Giro

Para la ubicación y alineamiento de los cojinetes de giro deberán primeramente seguirse las siguientes instrucciones:

1. Medir la distancia entre los pilares interiores y dividir éste igualmente para

proceder a localizar la verdadera línea central del volteador. Marcar esta línea central sobre la pared frontal entre los dos pilares interiores.

2. Fijar los cojinetes de giro sobre cada una de las columnas o pilares.
3. La posición de los cojinetes sobre los pilares interiores y exteriores en forma longitudinal es mostrada en la fig. 4.2
4. Comenzando en uno de los extremos, ajustar la altura del centro de un par de cojinetes a 9 pies, 6 pulgadas (2,89 m) encima del nivel del piso.
5. Por medio de un instrumento de nivelación, fijar el otro par de cojinetes al mismo nivel. Chequear la distancia del centro al nivel del suelo; esta no deberá ser menos de 9'-6" (2,89 m).

En el caso de que esto sucediera, volver a fijar la altura con el segundo par a la altura correcta, entonces proceder a reajustar el primer par de cojinetes a lo que corresponda.

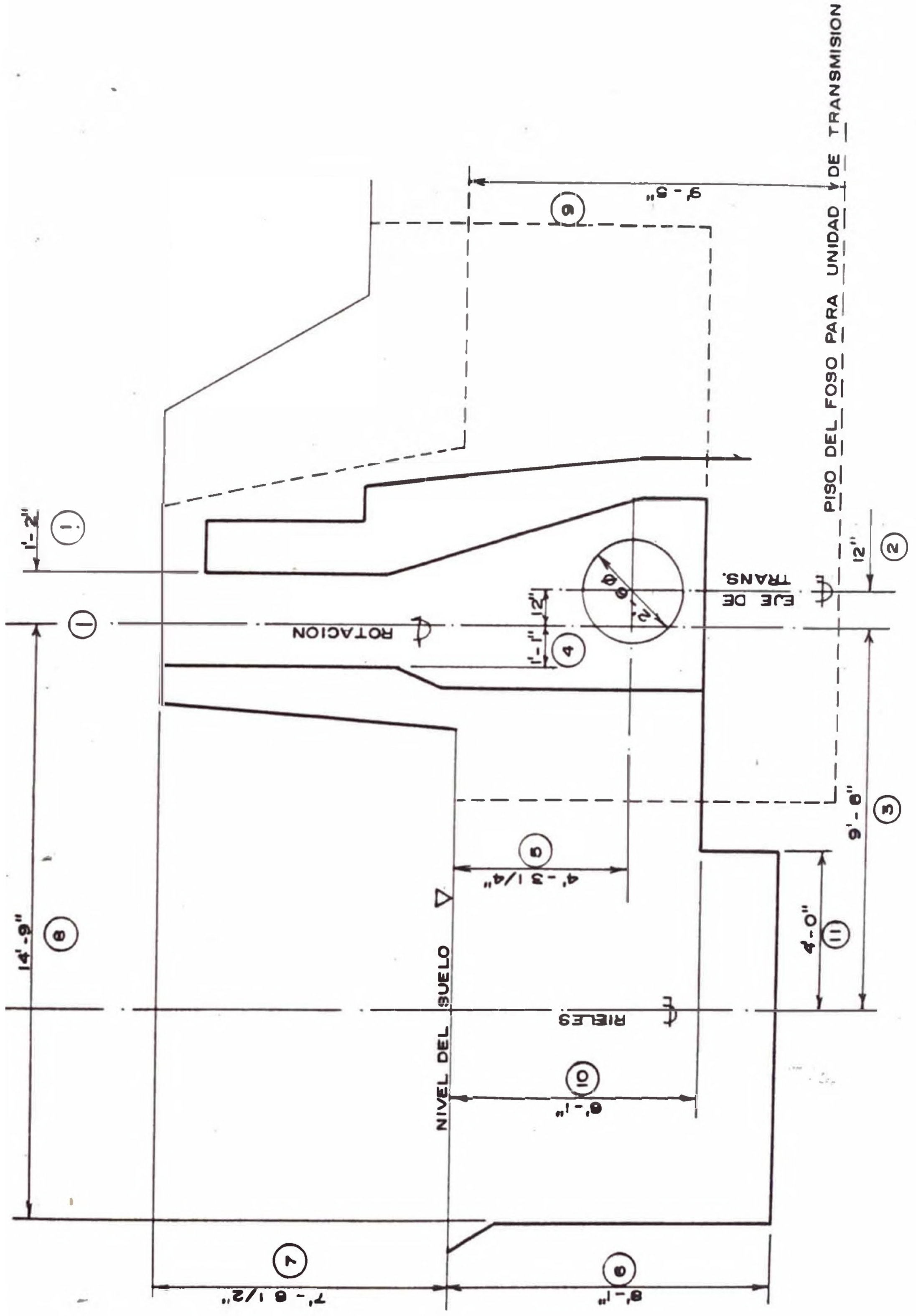


Fig. 4.1.- PROCEDIMIENTO DE ENSAMBLE

6. Chequear las dimensiones longitudinales y alineamiento de los dos pares de cojinetes por medio de cable de piano o medio similar.
7. Después hacer un chequeo final de todas las dimensiones que provean que el centro de rotación y alineamiento sean correctos.

#### **4.2.3 Instalación inicial del eje y de la unidad de Transmisión**

Para la instalación del eje y de la unidad de transmisión deberán seguirse las siguientes instrucciones:

1. Ubicar la unidad de transmisión (Plano NO A 80262) en el foso respectivo sobre las placas de acero, quienes poseerán tornillos de nivelación, los cuales en esta etapa no deberán sobresalir por debajo de la brida inferior de la unidad de transmisión.
2. Remover toda las cintas protectoras y limpiar cualquier recubrimiento protector, grasa, suciedad, etc. de las piezas.
3. Los cojinetes de soporte del eje de transmisión serán fijados a sus respectivas bases con sus respectivos juegos de empaques y laines entre el cojinete y su base.

Las placas de acero de las bases deberán estar al nivel del concreto, sin ninguna tolerancia o sobre-espesor y serán aseguradas y niveladas en esta etapa.

La Cremallera del tipo partido (Plano N<sup>o</sup> S 25686) no deberá ser ajustada en esta etapa.

Colocar el engranaje trabador del tope superior y afloje las armas en el foso de la plataforma.

#### **4.2.4 Pre ensamble del Sistema de Tope Superior y de Enclavamiento**

Para el pre-ensamble del sistema de tope superior y de enclavamiento, refiérase al plano N<sup>o</sup> L 31829.

Viendo la sección A-A' al extremo de la mano izquierda sobre un radio de 10 pies 5 1/2 pulgadas (3,17 m) hay dos agujeros de 3 3/4" de diámetro (95,25 mm).

Montar y fijar el ensamble de los mecanismos del engranaje trabador o de enclavamiento.

Asegurarse que las instrucciones de erección dadas hasta ahora hayan sido completamente llevadas a cabo antes de continuar.

#### **4.2.5 Instalación de las Estructuras Laterales Principales**

1. Fijar los ejes de pivote (Plano N° L 31796) a las estructuras laterales previamente ensambladas (Plano N° A 80199) mano izquierda. Fijar los gorriones según el plano N° A 31797. Montar y fijar los brazos del lote superior (Plano N° A 80198) a los ejes de pivote y asegurarse que los segmentos sueltos de la cremallera de la transmisión y del engranaje de la cremallera del engranaje trabador sean ajustados

Asegúrese que los trinquetes o uñas de trabado estén en posición en los brazos del tope superior y que se pueden mover libremente.

2. Levantar la estructura lateral ya ensamblada y posicionarla sobre sus respectivos cojinetes, bajando y alineando los cojinetes sobre sus respectivas bases. (Ver la fig. 4.3). Para terminar chequear centros de las estructuras laterales y gorriones (Ver fig. 4.4).
3. Completar el ensamblaje de la viga lateral (Plano N° A 80253) asegurando los bloques de madera y excluyendo la placa verdadera.



Asegurar la viga lateral Fig. 4.5

4. En este punto, los ejes de transmisión deberán ser alineados paralelamente con el centro de rotación. Es importante que las secciones del eje sean juntadas con todos los canales chaveteros en línea y con la estructura lateral tal que el número de dientes en un extremo de la cremallera con los dientes encajados de cada piñón sean iguales en ambos casos (Ver fig. 4.6).

Los piñones deben ser calzados con laines bajo las cajas de cojinetes tal que la luz entre la parte superior del diente del piñón y la parte inferior de los dientes de la cremallera sean aproximadamente de  $\frac{3}{8}$ " (9,525 mm).

Chequear el eje de transmisión para nivelarlo y ajustando los empaques o laines bajo los soportes donde fuere necesario.

5. Fijar la caja de Balasto según el Plano A 80198, los brazos del lote superior (Ver fig. 4.7)

Nota: Use pernos para la erección de la caja de balasto.

6. Ubicar la estructura de soporte de la plataforma (Plano N° L 100149) en el foso preparado para su ubicación.
7. Armar la plataforma según el plano N° A 80252 completamente con sus respectivos conos de ubicación, rodillos y engranajes de fijación de la plataforma según plano N° M 80265.
8. Ubicar y nivelar los soportes de la mesa, plano N° M 80265, sobre la estructura de soporte de la plataforma y fijar los conos de ubicación y las rampas para los rodillos. (Ver fig. 4.8).
9. Chequear el alineamiento de la estructura de soporte de la plataforma con sus conos de ubicación.
10. Ubique el rodillo de giro de la plataforma en la pista de acero fundido del cojinete de giro de la plataforma.

Baje la plataforma e inserte los pines de giro fijando la plataforma, brazos de fijación, collar y espaciador según plano N° M 80263.

Nota: Anterior a los conectores de la plataforma, las estructuras laterales tendrán que estar en sus posiciones de equilibrio.

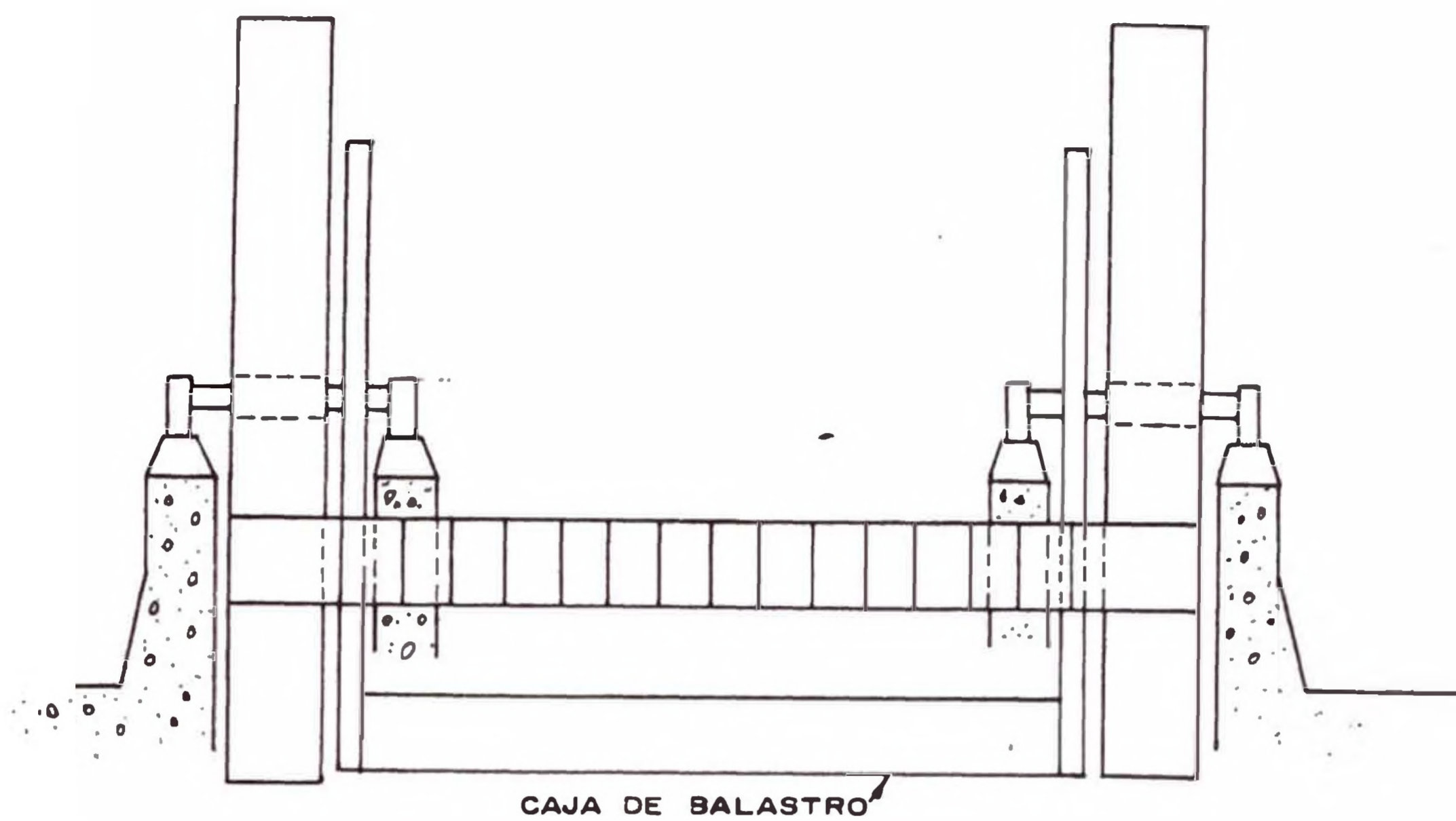


Fig. 4.7

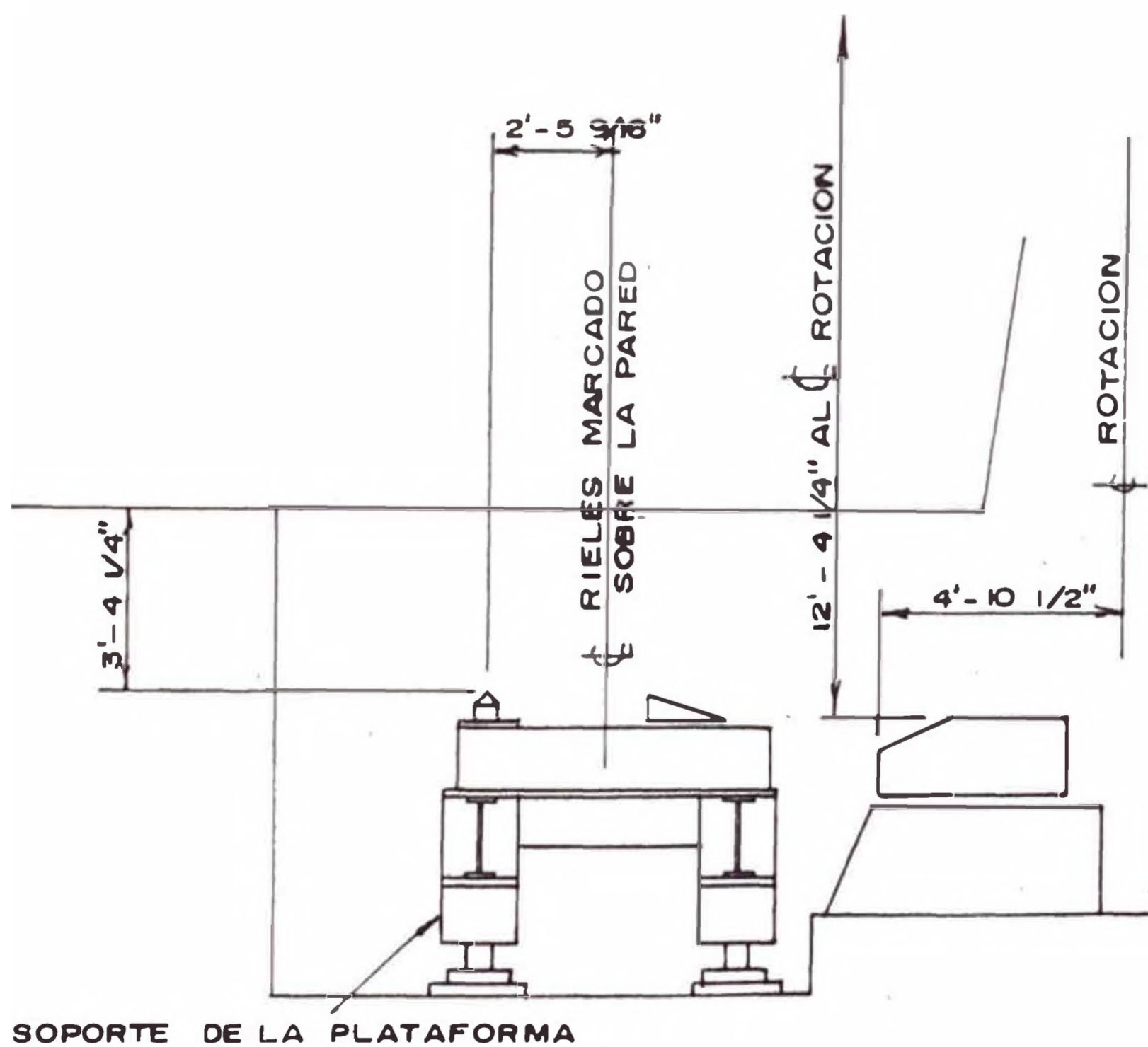


Fig. 4.8

pero cuando los tiradores sean aflojados de la plataforma, toda la máquina rotará hacia abajo llevando al volteador aproximadamente a su posición de descanso con la plataforma posicionada en sus propios soportes.

11. Chequear el nivel del riel.
12. Completar el montaje de la plataforma.  
Chequear placas y soportes.
13. Ubicar la rampa de descanso del mecanismo de fijación del tope superior como se muestra en la fig. 4.8. Esta rampa deberá estar bien empernada a su base, antes que el volteador sea rotado por su mecanismo de transmisión de potencia.
14. Chequear que el alineamiento del eje de transmisión sea el correcto. Instalar las secciones de la rueda dentada según plano Nº S 25686 a la unidad de transmisión y alinear la unidad de transmisión por medio de sus tornillos de nivelamiento y lainas.
15. Instalar los rodillos de la placa vertedera al frente de la pared de las tolvas. Montar las placas vertederas según plano Nº A 80257 y fijarlos a la viga lateral, plano Nº A 80253,

calzar bajo los rodillos donde fuere necesario.

16. Fragar con cemento (lechada) los cojinetes de la transmisión principal, en la base de la unidad de transmisión y en los soportes de los rodillos de la placa vertedera.

17. Instalar las viguetas transversales de anclaje del tope superior plano Nº L 80260, a la viga de tope superior.

18. La viga de tope superior (plano Nº A 80251) será fijada entre los brazos del tope superior (Ver fig. 4.9).

Nota: Las caras a juntar deben estar libres de pintura, oxido, aceite y arena. Usar en el lugar pernos para la erección de la viga de tope superior, luego reemplace con H.S.F.G.

19. Instalar el control de sobrecarrera (plano Nº L 14788). Ajustar y fijar el límite sobre los controles de límite de carrera, y de la transmisión principal de tal forma que corte la energía cuando se pase de su posición límite.

20. Asegurarse que el motor, reductor y freno en la unidad de la transmisión principal estén

correctamente llenados con aceite y lubricados. Engrasar todos los cojinetes, engrasar todas las cremalleras y piñones. Engrasar el piñón y la rueda dentada en la unidad de la transmisión principal.

21. El conexionado eléctrico, deberá en esta etapa, ser terminado y listo para entrar en operación.
22. El volteador deberá ahora ser girado poco a poco hasta los  $165^{\circ}$  por medio del sistema de transmisión y chequear la luz entre cremalleras y piñones. En toda la operación. El volteador debe entonces ser regresado poco a poco a su posición original y otra vez chequeando la luz a través de toda la operación.
23. El volteador deberá ser girado hasta su primera posición de balastamiento. (Ver plano NO L 103265) y aplicar el freno para mantenerlo en esa posición.
24. Rellenar con balasto las estructuras laterales como se muestra en el plano NO L 103265. Note que el acero en el balasto deberá ser uniformemente distribuida a través de toda la mezcla.

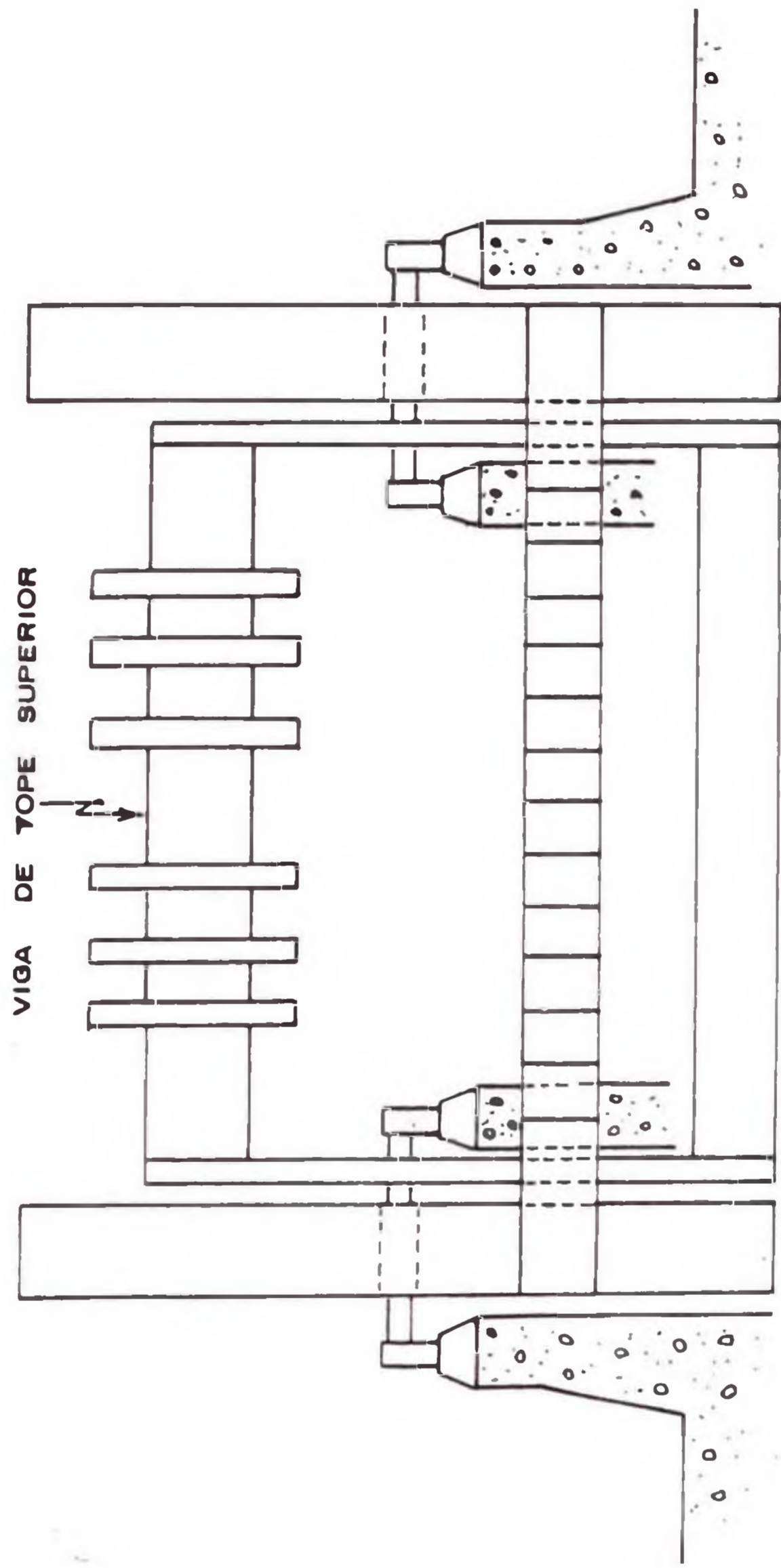


Fig. 4.9

25. Rellenar con balasto dentro de la caja de balasto del tope superior, (segun plano N<sup>o</sup> A 80198) a través de los agujeros de acceso en la parte superior de la caja.
26. Habiendo completado el proceso de llenado de balasto, regresar el volteador poco a poco a su posición normal y la posición de las almohadillas de empuje o topes (Plano N<sup>o</sup> M 25870), paralelos a los costados de la plataforma del volteador y fijados a prever un 1/4" de luz mínima entre la cara de cada almohadilla y los costados de las vigas de la plataforma. Cementar en dicha posición.
27. Combinadamente entrar y descargar la plataforma del volteador con rieles otra vez, asegurándose que la luz sea de 1/4". Este es muy importante.

#### 4.2.6 Emplazamiento y Ajuste de los Controles

Para el emplazamiento y ajuste de los controles se deberá seguir las siguientes instrucciones:

1. Ajuste el freno de acuerdo a las instrucciones del fabricante.
2. Ubique un vagón vacío sobre la plataforma del volteador, poco a poco gire el volteador a su



posición normal de volteo, es decir 165° de rotación (ver fig. 4.12).

Durante la rotación chequear que el freno mantendrá al volteador en cualquier posición. A los 165° de rotación ajustar el tornillo del interruptor limitador de la unidad de transmisión principal y del interruptor limitador de sobrecarrera, como se indica en el plano N° L 14788, así que cualquier rotación adicional accionará el interruptor. Durante las rotación chequear la acción de engrase de los trinquetes de fijación con la cremallera montada en las estructuras laterales.

3. Baje poco a poco el volteador y ajuste el límite inferior en el interruptor limitador de la transmisión principal. Ajustar el interruptor limitador de la carrera de bajada como indica el plano N° L 14788, tal que cualquier rotación adicional de la estructura principal accionará el interruptor.

Las cubiertas en el hoyo del montacargas pueden ahora ser ubicadas en su posición.

## CAPITULO 5

### ANALISIS DE COSTOS

Para la evaluación económica del costo de fabricación del volteador de vagones se ha considerado conveniente, el dividir el volteador en partes y Sub-ensambles, lo cual nos permite calcular el costo para cada uno de los componentes y luego el total.

Los costos unitarios considerados en el metrado del volteador de vagones, han sido conseguidos en las diferentes compañías fabricantes de maquinarias mineras, compañías de equipos y accesorios, y en los talleres de fabricación de la propia compañía Southern Perú Cooper Corporation.

Parámetros como el tiempo de maquinado, el tiempo de mano de obra los pesos de las piezas fundidas, han sido estimados teniendo en cuenta la experiencia lograda en la fabricación de partes y componentes similares, por lo que son confiables.

### 5.1 Metrado

De acuerdo al plano de disposición general del descargador rotativo de vagones Nº A 80266, confeccionamos la lista de partes y sub-ensambles, en donde se menciona el plano de ubicación, la relación de materiales, la cantidad, unidad de medida, pesos unitarios y totales, y el ítem respectivo que nos ayudaría para la confección de la Lista de Costos.

Estos sub-ensambles serán:

1. Plataforma de elevación
2. Estructura soporte de la plataforma
3. Estructuras laterales de contrapeso (dos unidades)
4. Brazos de las estructuras laterales (dos unidades)
5. Eje pivote de la plataforma (dos unidades)
6. Viga de soporte lateral
7. Placa de derrame
8. Viga de soporte superior
9. Viguetas transversales de anclaje (8 unidades)
10. Brazos de tope superior (2 unidades)

11. Sistema de enclavamiento (2 unidades)

12. Sistema de transmisión de potencia

13. Sistema de mando y control

## 5.2 Costos unitarios y Presupuesto

En esta parte se considera los items de la lista de materiales o lista de partes, la cual nos permite confeccionar la hoja de costos, en la que hemos considerado las siguientes columnas:

1°, 2° y 3° Columnas.- Item, Descripción y Metrado respectivamente. En esta parte se describe el material, la unidad que empleamos y la cantidad.

4° y 5° Columnas.- Precios Unitarios y Parciales. Es donde se asigna el costo unitario a la unidad medida y el costo unitario de la mano de obra.

6° Columna.- Sub-total. En esta columna se considera la suma de todos los sub-lotes, obteniendo así el Presupuesto.

El costo del material Directo, es el que considera al costo de la materia prima y de las partes que van directamente al ensamble.

Como gastos directos se consideran los gastos por trabajos realizados por terceros; como arenado, rolado, pintado, etc.

Como gastos de mano de obra directa, se consideran los costos de mano de obra de fabricación, manipuleo, pintura, etc. también incluimos el costo de los diferentes maquinados a que se verá sometida la pieza.

Para el cálculo de los gastos Indirectos, se utilizan factores que multiplicados por el costo de material directo, el costo de la mano de obra directa y los gastos directos, nos proporcionarán el monto de estos gastos indirectos.

Estos factores se tomen en cuenta considerando los siguiente elementos:

Material Indirecto: como lubricante, suministros, etc.

Mano de Obra Indirecta: sueldo de ingenieros de diseño, personal de inspeccion, control y planeamiento, etc.

Otros Gastos Indirectos: Alquiler y seguro de la planta depreciación de las máquinas, edificios y talleres, etc.

Así tenemos los siguientes factores:

GASTOS INDIRECTOS: Mano de obra directa x 0.50  
Material directo x 0.30  
Gastos directos x 0.15

GASTOS DE FABRICACION: Material Directo + Mano de  
Obra + Directa + Gastos  
Directos + Gastos Indirectos

Luego deberemos obtener los GASTOS ADMINISTRATIVOS Y FINANCIEROS, que en este caso también se calculan mediante factores que toman en cuenta todos los gastos realizados en formular y dirigir la organización y administración de la empresa; así tenemos:

- Sueldos de empleados de oficina.
- Gastos pro asuntos legales y auditoría.
- Depreciación de muebles y enseres, etc.

Para éstos gastos, tendremos en nuestro caso los siguientes factores:

GASTOS ADMINISTRATIVOS: 0.42 (Mano de obra Directa + Gastos Indirectos)

COSTOS DE PRODUCCION: Costos de fabricación + Gastos Administrativos

COSTOS DE OPERACION: Costos de Producción + Comisión + Regalías

PRECIO DE VENTA: Costo de Operacion + Utilidad o Pérdida

Fecha: 92-04-30	Partida N°	Nombre del Proyecto : Cálculo y Diseño de un Descargador Rotatorio para Vagones	DESCRIPCION		Matrado		Precio Unitario		Parciales		Plano N°: A 80252	
			SUB-ENSAMBLE: PLATAFORMA DE ELEVACION		Unidad	Cantidad	Labor	Material	Labor	Material	Sub Total	TOTAL
			VIA FERREA									
A	1	Riel 90 lb/yd. x 50'-6" (40.82 Kg/m x 13.30m)	Pza.	2			2.00				4.00	
	2	Espaciador o Suple	Pza.	100			1.00	2.50	250.00		100.00	
	3	Grampas para riel	Pza.	100			3.00	2.50	250.00		300.00	
	4	Pernos 3/4" NC x 31/2" Long	Pza	200			1.98				396.00	
	5	Tuercas 3/4" NC	Pza	200			0.70				140.00	
	6	Arandela de presion 3/4"	Pza	200			0.29				58.00	
	7	L 9"x4"x1/2"x34'-0" Longitud	Pza	2			343.64	40.00	80.00		687.28	
	8	Pernos 3/4 NC x5" c/luerca y A/presion	Pza	32			4.10				131.20	
	9	Tubo espaciador 3/4" x 23/4"	Pza	32			4.30	0.50	16.00		137.60	
	10	Perno 3/4" NC x 3" Long c/luerca y A/presion	Pza	32			3.90				124.80	
	11	Soldadura E - 7018	Kg	20			2.95				59.00	
	12	Oxigeno	m3	9			4.34				39.06	
	13	Acetileno	m3	3			13.00				39.00	
	14	Pintura anticorrosiva	Gln	2			25.00				50.00	
	15	Pintura esmalte	Gln	2			25.00				50.00	
	16	Disco de esmeril	Pza	3			7.00				21.00	
	17	Solvente	Gln	0.5			5.00				2.50	
	18	Equipos de corte, soldadura y mecanizado	hm	112								
	19	Instalacion Mecanica	h-h	48				1.50	72.00			
	20								668.00	6335.44	7003.44	
	21											
	22											
	23											
	24											
	25											
	26											
	27											
	28											
	29											
	30											

Fecha:92-04-30	Partida No	Nombre del Proyecto : Cálculo y Diseño de un Descargador Rotatorio para Vagones														Plano No: A 80252	
		DESCRIPCION	Metrado		Precio Unitario		Parciales		Sub Total	TOTAL							
			Unidad	Cantidad	Labor	Material	Labor	Material									
	B	TRABE ARMADA															
	1	PI 1 1/4" x 12" x 50'-6" Long	Pza.	4	20.00	62.00	80.00	248.00									
	2	PL 3/8" x 3'-3" x 50'-6" Long	Pza.	2	30.00	32.50	60.00	65.00									
	3	PL 1" x 1'-0" x 2'-6" Long	Pza.	4	5.00	15.00	20.00	60.00									
	4	PL 3/8 x 6" x 2'-6" Long	Pza.	4	2.50	6.00	10.00	24.00									
	5	Tee 8" x 4" x 1/4" x 2'-3 1/2" Long	Pza.	4	5.00	11.80	20.00	46.00									
	6	Tee 8" x 4" x 1/4" x 2'-9 1/4" Long	Pza.	8	5.00	11.65	40.00	93.20									
	7	Tee 8" x 4" x 1/4" x 3'-3" Long	Pza.	12	5.00	11.78	60.00	141.36									
	8	Tee 8" x 4" x 1/8" x 2'-5 1/2" Long	Pza.	16	5.00	11.58	80.00	185.28									
	9	Tee 6" x 6" x 1/2" x 4'-10 3/4" Long	Pza.	16	5.00	18.98	80.00	303.68									
	10	PL 5/10 x 2'-9 1/4" x 4'-2 3/4" Long	Pza.	4	2.50	26.30	10.00	105.20									
	11	PL 5/16" x 3'-5 1/2" x 4'-10 3/4 Long	Pza.	4	2.50	28.00	10.00	112.00									
	12	PT 3/8" x 4" x 9" Long	Pza.	32	1.25	20.10	40.00	643.20									
	13	PT 3/3" x 3" x 3'-11 1/8" Long	Pza.	4	1.25	17.46	5.00	69.84									
	14	PL 5/16 x 3'-11 1/8" x 41' Long	Pza.	1	40.00	257.33	40.00	257.33									
	15	L 6" x 3 1/2" x 3/8" x 41' Long	Pza.	2	15.00	379.80	30.00	759.60									
	16	PL corrugada 1/4" x 3'-11 1/8" x 50'-6" Long	Pza.	1	40.00	82.25	40.00	82.25									
	17	Pernos 7/8" NC x 2 1/2"	Pza.	14		1.20		16.80									
	18	Perno 1/2" NC x 3" c/tuerca	Pza.	10		1.18		11.80									
	19	Soldadura 7018	Kg	300		2.95		885.00									
	20	Oxígeno	m3	96		4.34		416.64									
	21	Acelileno	m3	36		13.00		479.88									
	22	Pintura anticorrosiva	Gln	6		25.00	80.00	150.00									
	23	Pintura Esmalte	Gln	6		25.00	80.00	150.00									
	24	Disco esmeril	Pza.	4		7.00		28.00									
	25	Solvente	Gln	1		5.00		5.00									
	26	Construccion e Instalacion	hh			1.50											
	28	Equipos	hh	125			785.00	5339.06	6124.06								
	29																
	30																



Fecha:92-04-30	Partido Nº	Nombre del Proyecto : Cálculo y Diseño de un Descargador Rotatorio para Vagones	Meitrado		Precio Unitario		Parciales		Plano Nº: A80252	
			Unidad	Cantidad	Labor	Material	Labor	Material	Sub Total	TOTAL
C		DESCRIPCION								
		SOPORTES PIVOTANTES (CANT: 2)								
1		Soporte Fe. Edo. ASTM A-48	Pza	2			1.50		3.00	
2		Perno 1 1/4" NC x 4 1/2" Long C/a. plano y pr	Pza	40			0.86		34.40	
3		PL 3/4" x 1'-10" x 1'-4"	Pza	4	5.00	24.32		20.00	97.30	
4		Perno 3/4" NC x 2 1/2" c/tuerca	Pza	16		0.78			12.46	
5		Eje 7 1/2" x 3'-6 3/4" Long (Ac. SAE 1045)	Pza	2	40.00	510.06		80.00	1020.12	
6		Bocina de Bronce 8 1/4" x 7 1/8" x 6 3/4" Lo	Pza	4	20.00	612.96		80.00	2451.83	
7		Rodillo de Ac. Fdo. MEPSA MA-4								
		8 1/4" DI x 1'-0" DE x 1'-3" Long	Pza	2		320.00			640.00	
8		Prisionero exagonal 3/8" NC x 3/4" Long	Pza	4		0.12			0.48	
9		Grosera recto 1/8" NPT	Pza	2		1.10			0.20	
10		PI 1/2" x 3" x 9 3/4" Long	Pza	2	1.25	1.35		2.50	2.69	
11		Collar de Ac. 9 3/4" x 6" x 2" Long	Pza	2	10.00	17.52		20.00	35.08	
12		Perno 5/8" NC x 10 3/4" Long. c/1 y A. pres	Pza	2		1.52			3.04	
13		Brozo trabador Ac. Fdo. MEPSA MA-4	Pza	2		120.00			240.00	
14		PL 3/4" x 7 1/8" x 1'-0" Long	Pza	2	5.00	5.91		10.00	11.82	
15		PL 3/4" x 6 1/8" x 7 1/8" Long	Pza	2	5.00	3.02		10.00	6.03	
16		PL 3/4" x 6" x 1'-6" Long	Pza	2	5.00	7.64		10.00	14.93	
17		PT 3/4" x 1 1/2" x 7 1/8" Long	Pza	2.5	0.74	5.00		1.48		
18		PL 5/8" x 1'-2" x 2'-0" Long	Pza	2	3.75	19.35		7.50	38.70	
19		PL 5/8" x 1'-0" x 1'-8" Long.	Pza	2	5.00	13.82		10.00	37.64	
20		PL 5/8" x 1'-8" x 1'-11" Long.	Pza	2	5.00	38.00		10.00	76.02	
21		PL 5/8" x 2'-0" x 2'-0" Long.	Pza	2	7.50	33.17		15.00	66.34	
22		PL 5/8" x 1'-11" x 2'-0" Long.	Pza	4	5.00	31.79		10.00	127.16	
23		Perno 7/8" NC x 3 1/2" Long c/1 y A.presion	Pza	8		1.12			8.96	
24		Soldadura E - 7018	Kg	10		2.95			29.50	
25		Oxigeno	m3	7		4.34			30.38	
26		Acetileno	m3	2.5		13.00			32.50	
27		Disco Esmeril	Pza.	1		7			7	
28		Equipos	hm							83.65



Partido No	Nombre del Proyecto : Cálculo y Diseño de un Descargador Rotatorio para Vagones	Plano No: A80252									
		DESCRIPCION		Precio Unitario		Parciales		Sub Total	TOTAL		
		Unidad	Cantidad	Labor	Material	Labor	Material				
D	MENSULA										
1	L 6"x 3/2 x 3/8 x 2'-2" Long	Pza.	10.00	13.49	161.91						
2	PT 3/8" x 6" x 2'-2" Log	Pza.	3.75	5.39	21.56						
3	PT 3/8" x 5" x 2'-2" Log	Pza.	3.75	4.49	8.98						
4	L 6" x 3 1/2 x 3/8 x 50'-6" Long.	Pza.	25.00	309.72	619.43						
5	PT 5/16" x 8" x 2'-8 13/16" Long.	Pza.	5.00	7.37	73.71						
6	PT 5/16" x 8" x 1'-3" Long.	Pza.	5.00	3.45	34.50						
7	PT 5/16" x 3" x 3'-2" Long.	Pza.	1.25	3.28	32.80						
8	PL 5/16" x 1'-3" x 2'-8 13/16" Long.	Pza.	2.50	13.82	138.20						
9	PL Esariado 5/16" x 3'-1" x 50'-6" Long.	Pza.	80.00	645.60	645.60						
10	Perno 3/4 NC x 2" c/luerca y A.presion	Pza.		0.71	78.10						
11	Soldadura E-7018	Kg.		2.95	118.00						
12	Oxigeno	m3		4.34	52.08						
13	Aceleno	m3		13.00	52.00						
14	Pintura anticorrosivo	Gln		25.00	125.00						
15	Pintura esmalte	Gln		25.00	125.00						
16	Disco esmeril	Pza.		7.00	14.00						
17	Solvente	Gln		5.00	7.50						
18	Equipos	hm						71.40			
19	Instalacion mecanica	hh	1.50								
								549.50	2308.37	2857.87	
										24694.82	
										24694.82	

Partida Nº	Nombre del Proyecto : Cálculo y Diseño de un Descargador Rotatorio para Vagones DESCRIPCION	Mejorado		Precio Unitario		Parciales		Sub Total	TOTAL
		Unidad	Cantidad	Labor	Material	Labor	Material		
A	SUB-EMSAMBLE:ESTRUCTURAS LATERALES (CANT:2)								
1	ESTRUCTURAS Y BRAZOS DE SOPORTE (CANT:2)								
	PL 1 1/4" x 1'-6" x 2'-0" Long.	Pza.	2	10.00	49.76	20.00	99.51		
2	PL 1/2" x 2'-3" x 7'-4" Long.	Pza.	2	12.50	109.46	25.00	218.93		
3	PL 1/2" x 10 1/2" x 1'-2" Long.	Pza.	4	3.00	6.77	12.00	27.09		
4	PL 1/2" x 2'-11" x 4'-0" Long.	Pza.	2	10.00	77.40	20.00	154.80		
5	PL 1/2" x 4'-0" x 8'-11 1/2" Long.	Pza.	2	15.00	237.73	30.00	475.46		
6	PL 1/2" x 4'-0" x 5'-5" Long.	Pza.	2	12.50	143.74	25.00	287.48		
7	PT 5/16" x 8" x 6'-10" Long.	Pza.	2	1.25	18.89	2.50	37.79		
8	PL 3/4" x 2'-0" x 6'-10" Long.	Pza.	2	7.50	136.00	15.00	272.00		
9	PL 1/2" x 10 1/2" x 2'-5 1/2" Long.	Pza.	4	4.00	14.27	16.00	57.08		
10	PL 1/2" x 2'-5 1/2" x 7'-4" Long.	Pza.	4	12.50	119.60	50.00	478.40		
11	PL 1/2" x 2'-5 1/2" x 3'-3" Long.	Pza.	4	6.00	53.00	24.00	212.02		
12	PL 1/2" x 2'-5 1/2" x 14'-3" Long.	Pza.	4	27.50	232.41	110.00	929.63		
13	PL 5/16" x 4'-2 1/2" x 24'-8" Long.	Pza.	4	35.00	430.42	140.00	1721.69		
14	PL 5/16" x 5'-0" x 22'-8" Long.	Pza.	4	35.00	469.93	140.00	1879.71		
15	PL 5/16" x 2'-8" x 15'-4" Long.	Pza.	4	23.00	169.54	92.00	678.17		
16	PL 5/16" x 4'-0" x 22'-1" Long.	Pza.	2	35.00	366.27	140.00	732.53		
17	PT5/16" x 6" x 22'-4" Long.	Pza.	4	6.00	46.30	24.00	185.21		
18	PT 5/16" x 12" x 2'-10 1/2" Long.	Pza.	12	2.00	11.92	24.00	143.05		
19	PL 3/4" x 2'-0" x 5'-10" Long.	Pza.	2	5.00	116.10	10.00	232.30		
20	PL 3/4" x 1'-9" x 5'-5" Long.	Pza.	4	5.00	94.33	20.00	377.32		
21	PL 3/4" x 1'-10" x 5'-4" Long.	Pza.	4	5.00	97.30	20.00	389.21		
22	PL 3/4" x 1'-10" x 5'-5" Long.	Pza.	2	5.00	98.82	10.00	197.65		
23	PL 5/16" x 4'-0" x 4'-0" Long.	Pza.	2	2.50	66.34	5.00	132.68		
24	PL 5/16" x 8" x 4'-3" Long.	Pza.	8	1.25	11.75	10.00	93.98		
25	PL 5/16" x 6" x 4'-0" Long.	Pza.	8	1.25	8.29	10.00	66.34		
26	PL 5/16" x 8" x 4'-6" Long.	Pza.	2	1.25	12.44	2.50	24.88		
27	PL 5/16" x 8" x 5'-5" Long.	Pza.	8	1.25	14.97	10.00	119.78		
28	PL 5/16" x 8" x 4'-0" Long.	Pza.	4	1.25	11.06	5.00	44.23		
29	PL 5/16" x 1'-3" x 2'-0" Long.	Pza.	16	2.50	10.37	40.00	165.86		
30	PL 5/16" x 1'-6" x 4'-0" Long.	Pza.	2	5.00	24.88	10.00	49.76		

Partida Nº	Nombre del Proyecto : Cálculo y Diseño de un Descargador Rotatorio para Vagones	Plano Nº: A 80196									
		DESCRIPCION		Medrado		Precio Unitario		Parciales		Sub Total	TOTAL
		Unidad	Cantidad	Labor	Material	Labor	Material	Labor	Material		
31	PL 5/16" x 1'-10" x 4'-0" Log.	Pza.	2		5	30.41		10	60.81		
32	Tubo 9" SCH 80 x 2'-4 1/2" Log.	Pza.	6		5.00	124.50		30.00	747.00		
33	PL 1" x 10" x 1'-4" Log.	Pza.	6		1.25	14.74		7.50	88.46		
34	PL 1/2" x 1'-2" x 18'-0" Log.	Pza.	2		3.75	139.32		7.50	278.64		
35	PL 1 1/2" x 2'-3" x 4'-0" Log.	Pza.	4		7.50	179.12		30.00	716.50		
36	PL 1 1/2" x 1'-0" x 2'-0" Log.	Pza.	4		7.50	39.80		30.00	159.22		
37	PL 1/2" x 3'-11" 3/8" x 21'-3" Log.	Pza.	2		40.00	556.57		80.00	1113.14		
38	PL 1/2 x 2'-5 1/2" x 3'-11" Long.	Pza.	6		5.00	63.88		30.00	383.27		
39	PL 1/2" x 2'-3" x 2'-5 1/2" Log.	Pza.	2		5.00	36.69		10.00	73.39		
40	PL 3/8" x 4'-0" x 40'-0" Log.	Pza.	2		30.00	796.11		60.00	1592.23		
41	PL 3/8" x 5" x 1'-11 5/8" Log.	Pza.	26		2.50	4.08		65.00	106.12		
42	Perno 3/4" NC x 2" c/tuerca y A.Presion	Pza.	236			0.71			167.56		
43	PL 5/16" x 3'-0" x 3'-0" Log.	Pza.	6		2.00	37.32		12.00	223.91		
44	Perno 1/2" NC x 1 1/4" c/tuerca y A. Presion	Pza.	36			0.69			23.40		
45	Soldadura E 7018	Pza.	480			2.95			1416.00		
46	Oxigeno	Pza.	192			4.34			833.28		
47	Acelleno	Pza.	72			13.00			936.00		
48	Pintura anticorrosiva	Pza.	15			25.00		320.00	375.00		
49	Pintura esmalte	Pza.	15			25.00		320.00	375.00		
50	Disco Esmeril	Pza.	6			7.00			42.00		
51	Solvente	Pza.	5			5.00			25.00		
52	Equipo	Pza.	287							281.16	
53	Fabricacio e instalacion	Pza.	672		5.00			3360.00			
								5434.00	20220.37	25654.37	

Partido Nº	Nombre del Proyecto : Cálculo y Diseño de un Descargador Rotatorio para Vagones	Mejorado				Parciales				Sub Total	TOTAL	
		Unidad	Cantidad	Labor	Material	Labor	Material	Labor	Material			
B	<b>EJES Y SOPORTES PIVOTANTES (CANT:2)</b>											
1	Eje de pivote (Acero SAE 1045) Eje 1'-4" x 9'-0" Long.	Pza.	2	240.00	5602.39	480.00	11204.78					
2	Cala de cojinetes de Ac.Fdo. MEPSA MA-4	Pza.	2		645.00		1290.00					
3	Cala de cojinetes de Ac. Fdo. MEPSA MA-4	Pza.	2		530.00		1060.00					
4	Bocina Partida de Bronce											
	Bocina 9" x 8" x 8" Long.	Pza.	4	40.00	560.77	160.00	2243.10					
5	Prisionero de bronce 3/8" NC x 1" Long.	Pza.	16		0.57		9.12					
6	Perno 3/4" NC x 3" Long. c/A de presion	Pza.	16		0.94		15.04					
7	Perno 1 1/4" NCx6" Long. c/1 y A. presion	Pza.	32		3.42		109.44					
8	Instalacion mecanica	hh	96	5.00		480.00						
						1120.00	15931.48			17051.48		
										42987.01		42987.01

## CONCLUSIONES

Dentro de cualquier solución para una necesidad en la industria se debe buscar en lo posible el que sea realizada con tecnología nacional, ya que ello permite que el proyecto, al ser llevado a la realidad, sea una experiencia que logre llevar nuestros conocimientos y técnicas, lo cual implicará una disminución de la dependencia tecnológica. Por lo mencionado anteriormente, se ha buscado que el presente trabajo incluya todas las partes de un proyecto para demostrar la factibilidad de encontrar soluciones simples y funcionales con tecnología nacional.

Al diseñarse los elementos y estructuras, debe mantenerse las siguientes condiciones del montaje productivo y cualitativo.

- a) Posibilidad de intervención de piezas standar
- b) Factibilidad de montaje
- c) Principio de montaje por módulos (Sub-Emsambles) o (Sub-Partes) Esto permite hacer un pre-ensamble, facilitando la repartición de tareas, el transporte y el montaje en el lugar de trabajo

d) Al diseñar piezas que se trabajan mecánicamente es necesario observar las siguientes reglas:

- Reducir la extensión de las superficies a mecanizar hasta el mínimo constructivo necesario (debido a su elevado costo).

Disminuir la cantidad de material que se quita en el mecanizado.

La corrosión es una de las causas más frecuentes de que las máquinas queden prematuramente fuera de servicio.

En la construcción de máquinas, particularmente las que trabajan a cielo abierto, en condiciones de elevada humedad o en medios químicamente activos, es conveniente prever los medios efectivos de protección, para lo cual todas las superficies metálicas expuestas fueron arenadas al metal blanco y recubiertas con dos manos de anticorrosivo epóxico y una mano de esmalte epóxico.

En el diseño de las piezas fundidas se ha tratado de conseguir formas que no sean complejas con cambios abruptos de sección que puedan originar tensiones internas ocasionadas por el enfriamiento disperejo durante el proceso de solidificación en el molde.



Todas las piezas o componentes que están sometidos a desgaste han sido diseñados para ser reemplazados, garantizando una larga vida al volteador de vagones.

Los cojinetes o chumaceras de los muñones son del tipo autoalineante (rodillos esféricos) para cargas fuertes.

- De las consultas hechas en las diferentes compañías que fabrican equipo minero en nuestro medio, se afirman que existen tres empresas que disponen de la experiencia suficiente para diseñar y construir un volteador para la capacidad y dimensiones indicadas en este proyecto, características con las cuales aún no se ha fabricado un volteador de vagones en el país.

Individualmente las empresas fabricantes de equipos no cuentan con las instalaciones necesarias o suficientes para poder fabricar cada uno de todos los componentes de un volteador, por lo cual estas empresas tienen que recurrir terceros para la fabricación o suministro de determinados componentes. Además las empresas fabricantes no cuentan con equipos de "control de calidad" que aseguren la producción de un producto que pueda competir con el importado.

La industria metal mecánica dedicada a la fabricación local de equipos para tratamiento de minerales, en conjunto se encuentra en condiciones de tener capacidad técnica para la manufactura de equipos, con la excepción de ciertos componentes del mismo como el motor, rodamientos, reductor de velocidad.

Existen algunas instituciones que pueden realizar el control de calidad requerido, pero individualmente no todas las fábricas cuentan con este servicio.

La solución adoptada tiene las siguientes ventajas:

Permite la descarga rápida y continua de vagones con capacidad máxima de 100 TN, abaratando grandemente este proceso.

Al haber sido diseñada la plataforma para el paso de vagones de 100 Ton., se ha cubierto toda la gama de vagones existentes en nuestro medio.

Todo el sistema requiere un mínimo mantenimiento, lo que implica disminuir grandemente los costos de funcionamiento.

Finalmente, todo el sistema puede ser controlado y operado por una sola persona, implicando la disminución de mano de obra al mínimo.

El problema fundamentalmente del diseño, consistió en construir un equipo que correspondiera lo más enteramente posible a las necesidades planteadas, que diera resultados económicos satisfactorios y que dispusiera de los índices técnicos-económicos y de explotación más altos que se puedan alcanzar en nuestro medio. Estos índices son: alta productividad, rendimiento económico, resistencia mecánica, fiabilidad, peso mínimo, dimensiones exteriores y consumo de energía, volumen y precio de mantenimiento, gastos en la mano de obra; elevado índice de longevidad; elevado grado de automatización, sencillez y seguridad de servicio, comodidad de manejo. También se tomó en cuenta las exigencias de la estética industrial, logrando un aspecto exterior agradable.

Prever la preparación de piezas y simplificar la fabricación de las piezas laboriosas aplicando construcciones compuestas.

- La necesidad de ofrecer equipos económicos, obliga al ingeniero a considerar: Economía de material y mano de obra, facilidad de montaje en el taller en las máquinas más diversas permitiendo la fabricación económica en serie de estos elementos. Aunque ésta por normalización puede limitar la libre elección del proyectista, facilita grandemente el estudio general, evitando el estudiar cada uno de los numerosos detalles. Frecuentemente no pueden utilizarse todas las posibilidades de la normalización; se pueden por ejemplo en conjuntos como poleas, acoplamientos, pines que en cada caso son dispuestos sobre bastidores independientes, facilitando así el montaje. De otra parte, la normalización debe ser lo suficiente elástica para poderse adaptar a las condiciones más diversas.

Por último haremos unas consideraciones sobre la forma de diseñar. Después de haber determinado el objetivo buscado y el orden de los diferentes puntos de vista, se deben hacer los croquis para aproximarse la mejor solución, ya que entre todas las posibles muy pocas serán buenas. Solamente después de su comprobación y verificación se podrá encontrar la mejor. Queda

estudiada en detalle y comprobada por el cálculo. Durante este trabajo se podrá modificar parcial o enteramente la solución escogida; y a estas alturas el ingeniero no deberá perder de vista el objetivo buscado y el orden de consideraciones que fueron fijadas anteriormente. Generalmente se podrá basar en construcciones precedentes, en elementos normalizados y en la experiencia y conocimientos personales. En todo caso se deberá guardar una actitud crítica y sin prejuicios pues el remedio principal contra el error y la falta de experiencia es no conformarse con lo tradicional, habitual y aceptado.

## RECOMENDACIONES

Las piezas fundidas de gran dimensión como las cremalleras, es preferible que sean hechos en secciones para facilitar su fabricación, montaje y reposición. En caso de que se efectuarán en partes, el control de características debe ser estricto.

Igualmente se debe exigir el control tanto de las características del material fundido, como de las pruebas de rajaduras, pesos mediante Pruebas no destructivas (Rayos X, ultra sonido, etc.) efectuados por un tercero, principalmente una institución independiente y reconocida.

En general es condición necesaria para que los distintos componentes o partes del equipo del volteador sean fabricadas bajo normas y condiciones que permitan asegurar una calidad comparable y superior al de equipos similares importados, efectuar un "Control de Calidad", utilizando los servicios de instituciones privadas o públicas nacionales existentes y un control de calidad del volteador completo en la fábrica antes de ser despachado y llevar estadística de su posterior funcionamiento.

Finalmente, debiera exigirse garantías de un rápido suministro de componentes y/o partes, que pudieran ser motivo de reemplazo, por una defectuosa instalación de

operaciones. Asimismo, garantías por servicio y provisión de repuestos por un determinado número de años de funcionamiento.

## BIBLIOGRAFIA

1. Diseño de estructuras de acero

John E. Lothers. Cía. Editorial Continental S.A.

2. Diseño de acero estructural

Joseph E. Bowles. Editorial Limusa

Manual del constructor de máquinas I y II

H. Dubbel. Editorial Labor

4. Manual of steel Construction

Seventh Edition - ALSC

5. Resistencia de Materiales I y II

S. Timoshenko - Editorial Espasa Calpe.

6. Manual del Ingeniero Mecánico I y II

Marks - Mc Graw-Hill

7. Esfuerzo y Deformaciones

Juan J. Horri Asano - UNI

8. Resistencia de Materiales

Ferdinand L. Singers - Harla S.A.



9. Sistema legal de Unidades de Medida del Perú

Manual de reso - ITINTEC

10. Mecánica de Construcción

V.A. Kiseliov - Editorial MIR MOSCU