

**Universidad Nacional de Ingeniería**

Facultad de Ingeniería Mecánica



**"CALCULO Y DISEÑO DE UN SISTEMA DE IZAJE  
PARA UNA COMPUERTA RADIAL DE 3.5 TON."**

**T E S I S**

Para Optar El Título Profesional De

Ingeniero Mecánico

**Marco Tulio Mestanza Diaz**

**PROMOCION — 85 — I**

Lima — Peru

1991

## CONTENIDO

00

	Página
PROLOGO .....	1
CAPITULO I : INTRODUCCION .....	3
CAPITULO II : DESCRIPCION DE SISTEMAS DE IZAJE PARA COMPUERTAS .....	4
2.1. Compuertas hidráulicas .....	4
2.2. Impermeabilización de las compuertas ....	10
CAPITULO III: DEFINICION DE LAS CARACTERISTICAS DEL SISTEMA Y DE LOS PARAMETROS PARA EL DISEÑO .....	21
CAPITULO IV : CALCULO Y DISEÑO DEL SISTEMA DE IZAJE PARA UNA COMPUERTA RADIAL DE 3.5 TONELADAS .....	24
4.1. Fuerzas actuantes en la compuerta .....	25
4.1.1. Peso de la compuerta .....	25
4.1.2. Fuerza hidráulica total sobre la compuerta	26
4.1.3. Cálculo de la fuerza debido a la presión - hidráulica sobre las bandas laterales de impermeabilización .....	33
4.1.4. Fuerza debido al rozamiento entre el eje de giro y la bocina de bronce de la compuerta .....	34
4.1.5. Fuerzas accidentales .....	35
4.2. Fuerza necesaria para elevar la compuerta	35
4.3. Cálculo del sistema de accionamiento ....	37
4.3.1. Relación de transmisión .....	37
4.4. Determinación de la potencia requerida por el mecanismo de transmisión .....	44

	Página
4.4.1. Selección del motor .....	44
4.5. Cálculo del mecanismo .....	45
4.5.1. Comportamiento de los engranajes en la práctica .....	50
4.5.2. Materiales utilizados en la fabricación - de engranajes .....	52
4.5.3. Cálculo del tren 1, 2, 3 engranaje-piñón	58
4.5.4. Cálculo de la transmisión tornillo sin fin - rueda dentada .....	72
4.5.5. Transmisión por fajas .....	87
4.5.6. Cálculo de ejes .....	91
4.5.7. Selección de rodamientos para el tornillo sin fin .....	117
4.5.8. Cálculo de chavetas .....	122
4.5.9. Cálculo de los cojinetes de fricción ..	124
4.5.10. Espesor del tambor de izaje .....	131
4.5.11. Dimensionamiento del tambor de izaje .	132
4.5.12. Cálculo del tubo de empalme .....	133
4.5.13. Cálculo del diámetro de los pernos de amarre del engranaje con el tambor .....	135
4.5.14. Cubierta del mecanismo .....	137
4.5.15. Estructura de la base .....	137
4.5.16. Lubricación .....	137
4.5.17. Pintura .....	138
 CAPITULO V - COSTOS DEL SISTEMA .....	 143
Conclusiones	
Bibliografía	
Planos	

## P R O L O G O

El presente trabajo titulado "DISEÑO Y CALCULO DE UN SISTEMA DE IZAJE PARA ELEVAR UNA COMPUERTA RADIAL DE 3.5 TONELADAS" que pongo a consideración del Jurado Calificador, comprende los siguientes capítulos :

**Capítulo I .** Introducción

**Capítulo II :** Descripción de sistemas de izaje para compuertas.

En este capítulo se ha hecho una breve clasificación de las compuertas, sus sistemas de impermeabilización y algunos sistemas de izaje.

**Capítulo III:** Definición de las características del sistema y de los parámetros para el diseño.

En este capítulo se indican los parámetros para el diseño y la manera cómo se va transmitiendo el movimiento desde el motor hacia los tambores laterales.

**Capítulo IV :** Cálculo y diseño del sistema de izaje para una compuerta de 3.5 toneladas.

Constituye la parte fundamental del trabajo, puesto que en este capítulo se señala el procedimiento seguido - para calcular la fuerza necesaria, a fin de elevar la compuerta y se realicen los cálculos y/o seleccionen todos los elementos que constituyen el sistema de izaje.

Capítulo V : Costos del sistema.

En este capítulo se señala el costo del sistema de izaje que en la práctica suele ser más elevado que el de la pro  
pia compuerta.

# CAPITULO I

## INTRODUCCIÓN

Los sistemas de izaje cumplen una función muy importante en el campo de la agricultura, sirven para levantar compuertas en vertederos de presas para control, en canales de irrigación y fuerza motriz, para regular el flujo de agua, etc., cada tipo de compuerta tiene su propio sistema, en las compuertas verticales son rígidos (husillos o cremallera); en las compuertas radiales, el sistema de izaje se hace mediante elementos flexibles (cable, cadena) que enrollan en tambores que actúan en sus dos extremos.

El propósito de la presente tesis es calcular y diseñar un mecanismo que permita elevar una compuerta radial.

El método seguido ha sido el de tanteos, es necesario recordar que, en todo diseño donde se tenga que calcular ejes y engranajes se utiliza dicho método, al final del cual se obtiene el dimensionamiento, la forma y el tamaño de los engranajes y ejes del sistema de izaje.

Consideramos pertinente la actividad en este trabajo puesto que es fruto de la experiencia propia del autor.

## CAPITULO II

### DESCRIPCIÓN DE SISTEMAS DE IZAJE PARA COMPUERTAS

#### 2.1. COMPUERTAS HIDRAULICAS

Las compuertas hidráulicas se emplean para regular caudales en vertederos de presa para control y en canales de irrigación y fuerza motriz, se fabrican de manera que el elemento de cierre quede por completo fuera del conducto, cuando la compuerta está totalmente abierta.

Se diseñan de diferentes tipos, con características particulares en su operación y en sus elementos de cierre, lo que permite clasificarlo en tres grupos:

##### **a) Compuertas deslizantes**

El elemento de cierre se desplaza sobre superficies deslizantes que sirven a la vez como apoyo y sello. Generalmente se fabrican de acero fundido y se usan en estructuras de canales y en algunas obras de toma, así como en presas y tanques de regulación.

Se pueden instalar una delante de la otra; una como emergencia y otra como regulación. Los asientos de la compuerta se hacen de acero fundido, de acero inoxidable o de bronce, y siempre a

poyándose en metal de diferente aleación para evitar que se suelden a grandes presiones. Con estas compuertas se pueden prever fácilmente cierres de vanos de unos 40 m. de luz y en alturas con un solo tablero, hasta unos 15 metros.

El cierre con este sistema sería muy bueno y conveniente si no estuviera limitado, porque la resistencia al deslizamiento aumenta con la luz del vano a cubrir y con la altura del agua.

#### Sistema izaje

La influencia del rozamiento con respecto al peso propio del tablero es grande, por lo cual estas compuertas al comienzo de la maniobra necesitan grandes esfuerzos, por lo que hay que proyectar los mecanismos robustos y con motores de gran potencia, debido a la suma de resistencias que se oponen a la elevación.

Al elegir el mecanismo de elevación, se deben descartar normalmente los cables y cadenas, y, prever únicamente elementos rígidos de transmisión (cremallera, vástago, husillo, etc.)

La capacidad del mecanismo elevador se puede calcular por la expresión :

$$C = 0.30A \times p \times P$$

donde :



C =	capacidad requerida en .....	Kg
A =	área del tablero de la compuerta en	m <sup>2</sup>
p =	presión unitaria en el centro de gravedad de la compuerta en .....	Kg/m <sup>2</sup>
P =	peso del tablero de la compuerta más el vástago en .....	Kg

En las figuras Nros. 1 y 2 se muestra la disposición general de una compuerta deslizante con su mecanismo de elevación.

El vástago con que se levanta la hoja de la compuerta, debe tener una longitud total, de acuerdo con cada caso particular.

#### b) Compuertas rodantes

En este tipo de compuerta el elemento de cierre se mueve sobre un tren de ruedas, están especialmente dispuestas para cerrar vanos de gran superficie.

Durante la elevación de las compuertas de tablero se pueden producir vibraciones que tiendan a proyectarla hacia aguas arriba, recorridos desiguales que pudieran acodalarla, y cuando está elevada, el esfuerzo del viento puede activar en sentido contrario al del agua, todo lo cual obliga a disponer de ruedas guías del lado de agua arriba de la compuerta y lateralmente, que se apoyan so

bre carriles empotrados en las ranuras de las pilas. En la figura 3 se ve la disposición de las ruedas junto con los carriles.

Estas compuertas se emplean en obras de toma profundas en casos de emergencia y de servicio, así como para cierre en el mantenimiento de conductos de agua a presión.

### **Sistema de izaje**

Estas compuertas ruedan a su posición de sello - debido a su propio peso, pueden ser accionadas - por cabrestantes mecánicos, cadenas o cables.

Generalmente se diseñan de manera que se puedan izar fuera de la superficie del agua hasta una caseta de operación, donde se les pueda dar mantenimiento. Ver figuras 4 y 5.

### **c) Compuertas radiales**

Se les llama así por tener la forma de un sector de cilindro recto y giran alrededor de un eje horizontal. Generalmente, el agua actúa en el lado convexo. La presión hidrostática en la placa cilíndrica se transmite a vigas horizontales, los cuales a su vez son soportados por dos vigas extremas, tales vigas son soportadas por brazos radiales que parten de un perno de apoyo.

La resultante de la presión hidráulica pasa por el eje de giro, produciendo un momento nulo; y, por lo tanto, para la elevación de la compuerta, teóricamente no se necesita ningún esfuerzo, debido a esta causa, solamente hay que vencer la resistencia de rozamiento de la impermeabilización contra las pilas, la de los ejes con sus cojinetes de apoyo y parte del peso propio.

En las compuertas de gran tamaño se colocan dos o más ruedas en las partes laterales de la compuerta, que durante sus movimientos guían la compuerta, impidiendo el acodamiento.

La principal ventaja de este tipo de compuertas es tá, como ya se ha mencionado, en la supresión de las fuerzas, debido a la presión del agua, y por lo tanto a la reducción del mecanismo de elevación que suele ser la parte más costosa, por otra parte, el brazo de palanca con que ésta actúa en la elevación, hace que las fuerzas de rozamiento en los ejes tengan escasa importancia.

Este tipo de compuertas se usan en vertederos de presa para control, en canales de irrigación y fuerza motriz, para regular el flujo de agua, así como en obras de toma.

Los elementos que conforman una compuerta radial son los siguientes

1. Hoja de la compuerta, incluyendo placa, vigas horizontales, vigas verticales extremas.
2. Dos brazos, cuatro o seis ruedas guías, esto para compuertas de gran tamaño que durante sus movimientos guían la compuerta impidiendo el acodalamiento.
3. Dos pernos de apoyo y giro, con chumaceras y pernos de anclaje.
- 4 Sellos de jebe para el piso, lados laterales y esquinas.
5. Placas en los muros o pilas laterales.
6. Placa de asiento con sus pernos.
7. Mecanismo elevador.

Las dimensiones generales que se consideran en el diseño son

a : ancho de la compuerta

h : altura de la compuerta

R : radio de la placa

L : longitud de la placa

Y : posición del perno con respecto al umbral de la compuerta -  $0.75 h$

F : fuerza total en la compuerta que debe pasar por el eje del perno.

Las figuras 6, 7 y 8 muestran las características de estas compuertas.

## **Sistema de izaje**

Los planos 1 y 2 ilustran una compuerta típica y un mecanismo elevador de los que se emplean actualmente.

### **2.2. IMPERMEABILIZACIÓN DE LAS COMPUERTAS**

A fin de evitar la entrada del agua a presión por las partes móviles de las compuertas se debe garantizar el cierre hidráulico, lo que permite la estanqueidad.

Los principales problemas se presentan debido a los sedimentos que el agua lleva en suspensión, los que deterioran los elementos y dificultan su movimiento.

Se debe aprovechar la presión del agua para reforzar la impermeabilidad.

Como elemento obturador es preferible usar el jebe, ya que dura más y por su plasticidad se adapta mejor a las superficies en contacto. Teniendo cuidado el desgaste y endurecimiento del mismo. El coeficiente de rozamiento del jebe y acero es 0.2, teniendo la ventaja de un fácil resbalamiento sobre el acero mojado.

Las figuras del 8 al 20 muestran diversos tipos de impermeabilización. En la figura 8 se ve una típica impermeabilización de una compuerta radial.

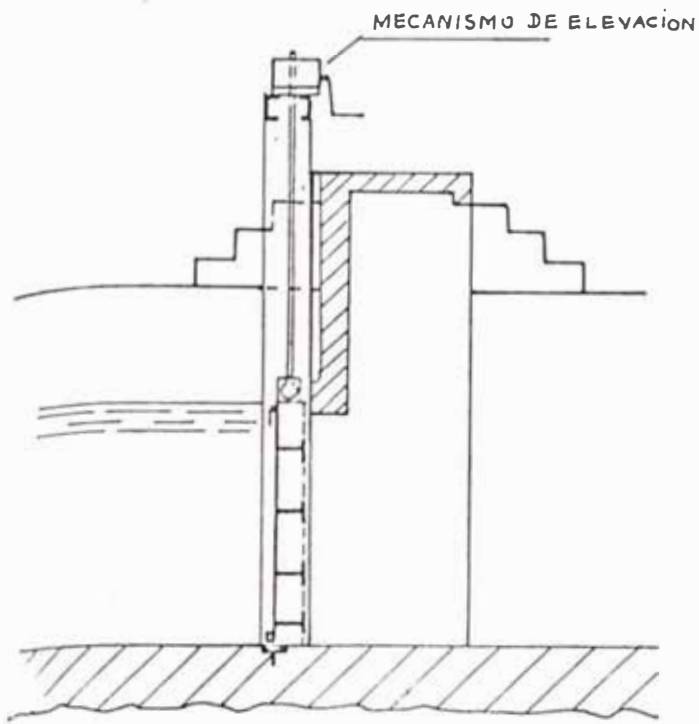


Figura 1

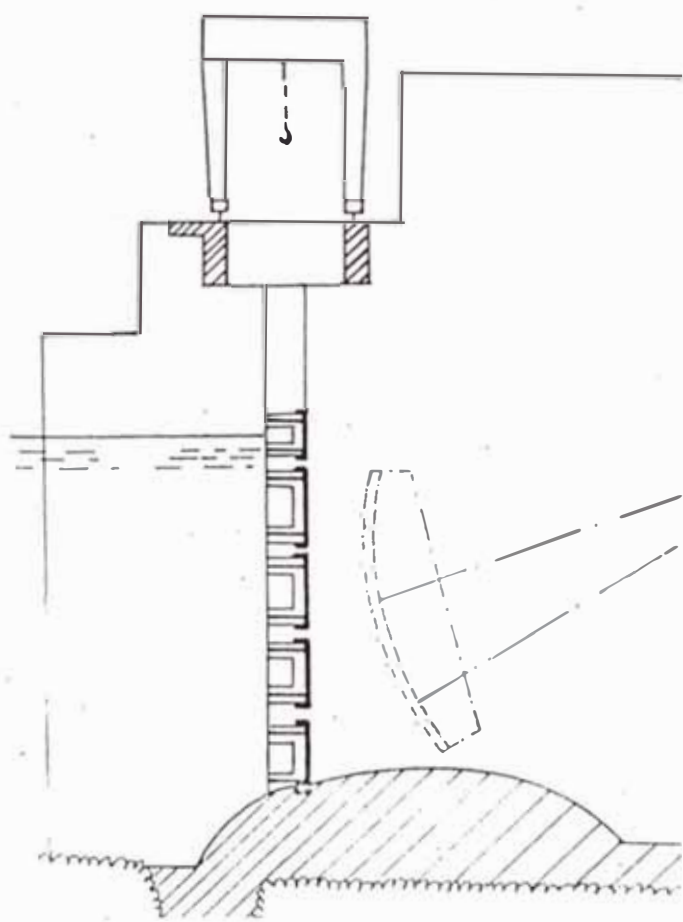


Figura 2

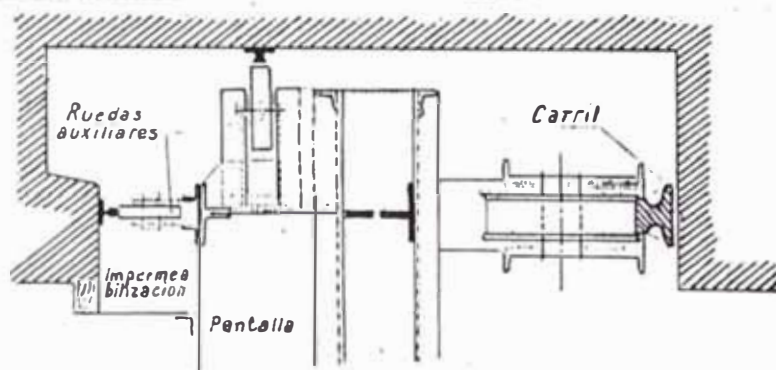


Figura 3

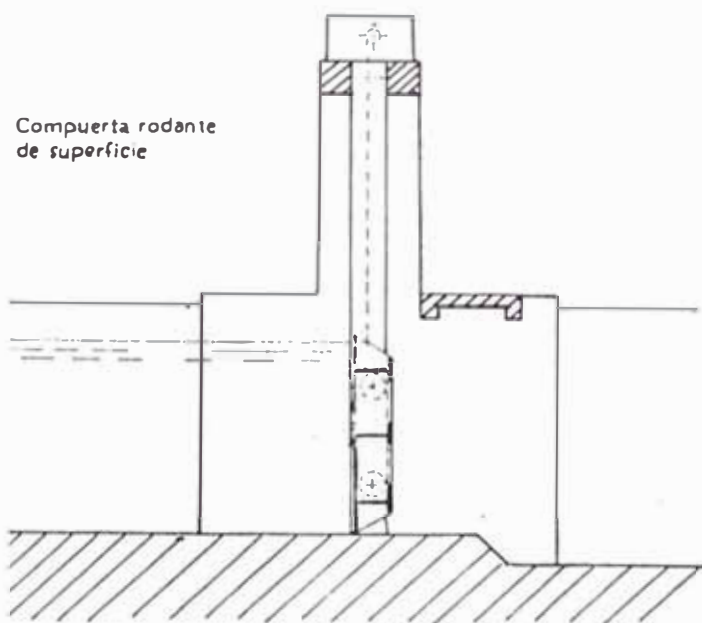


Figura 4

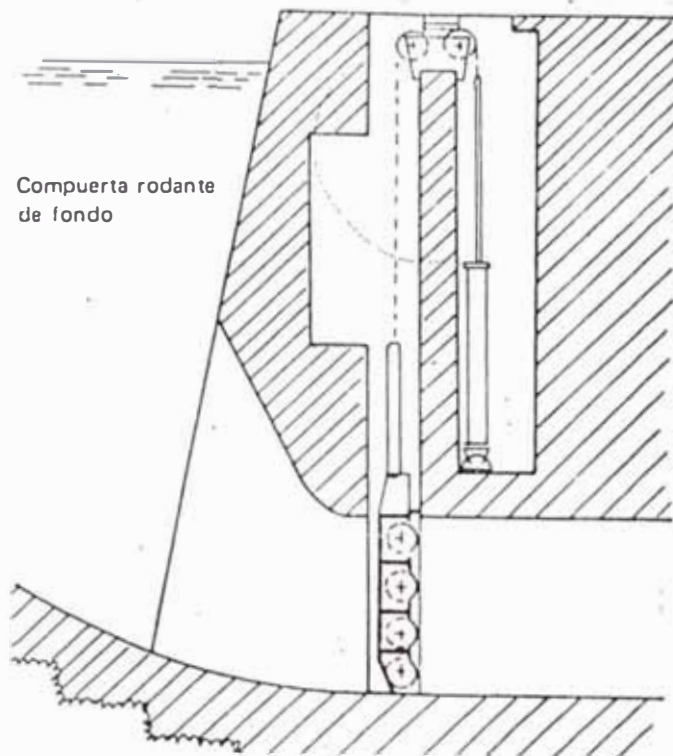
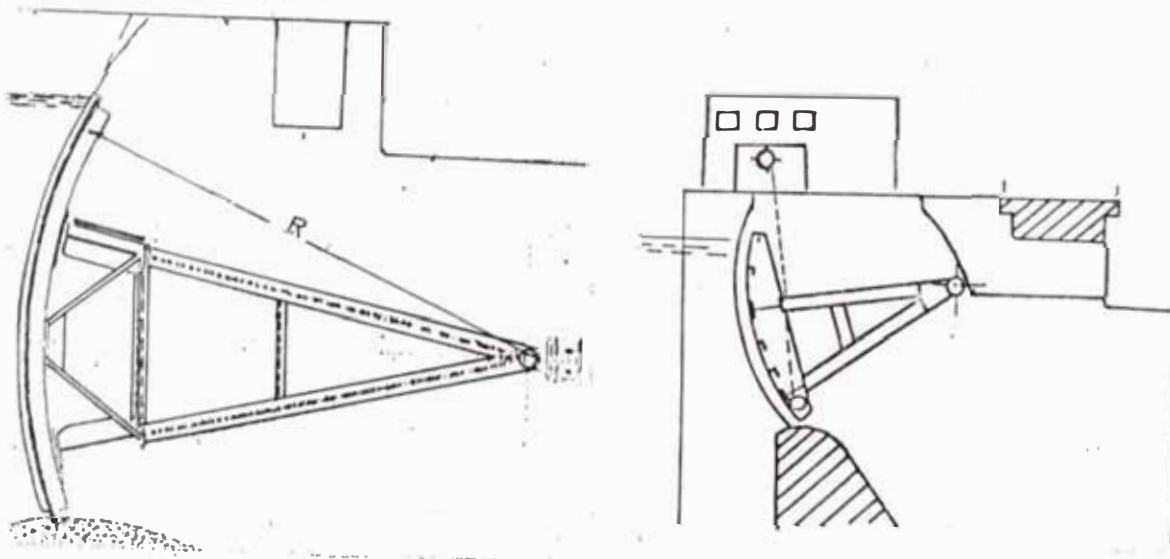


Figura 5



Figuras 6 y 7



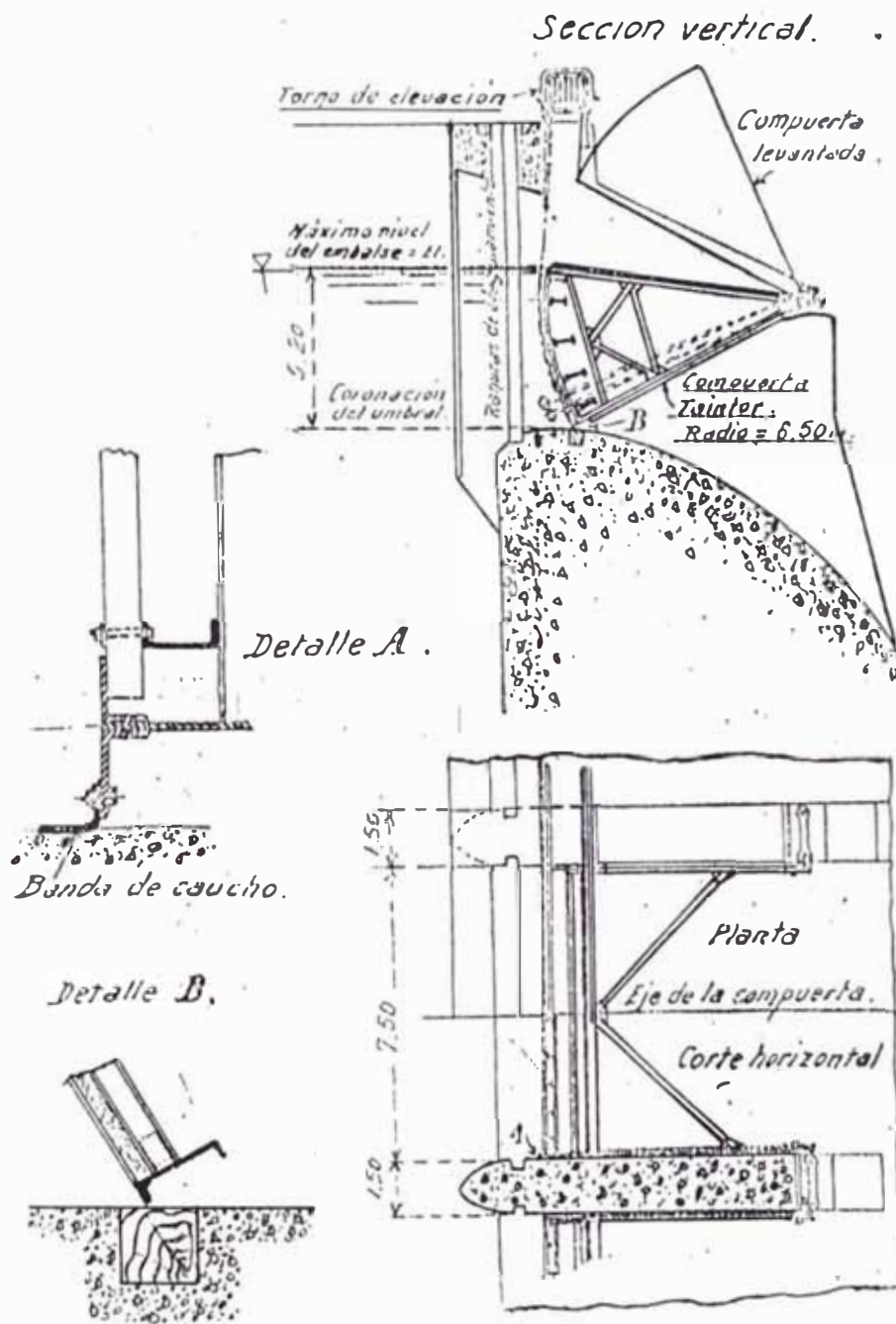


Figura 8

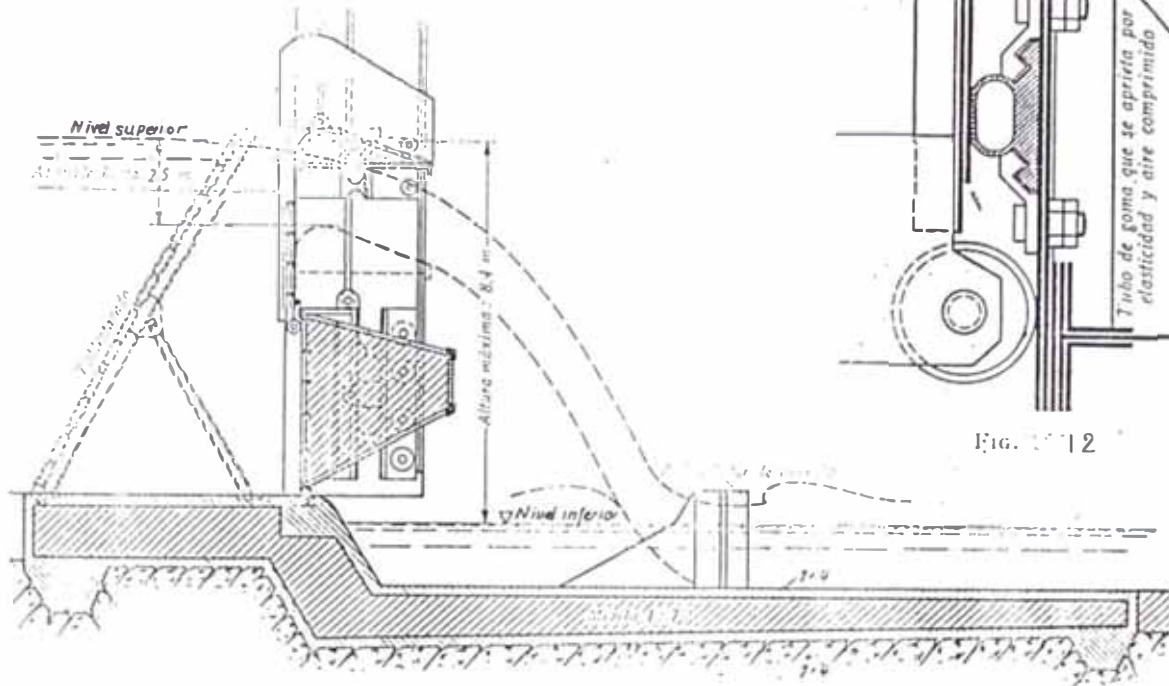


FIG. 9

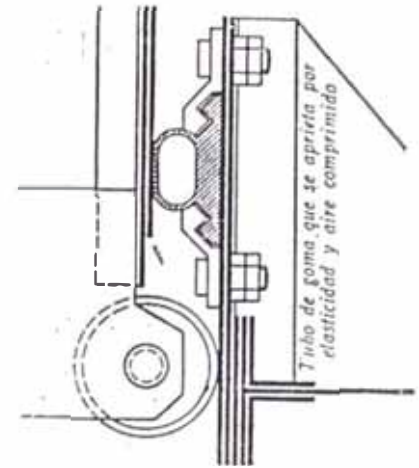


FIG. 12

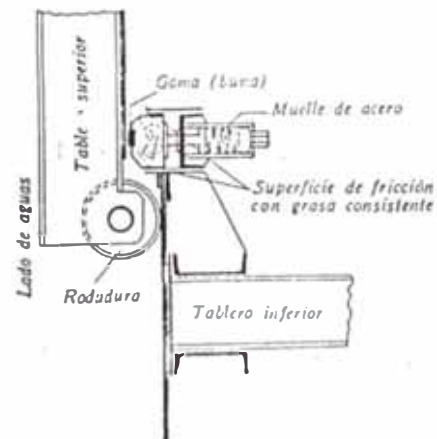


FIG. 10

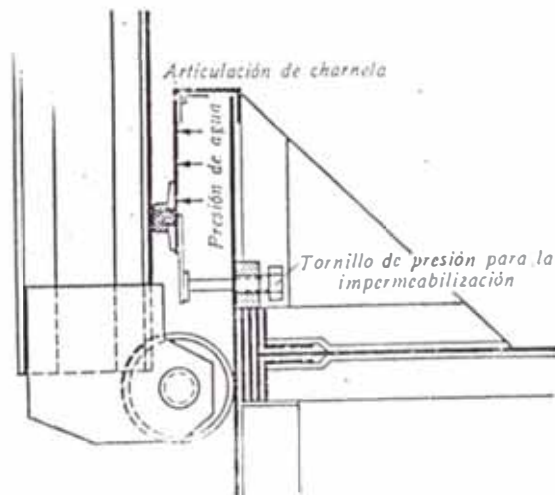


FIG. 11

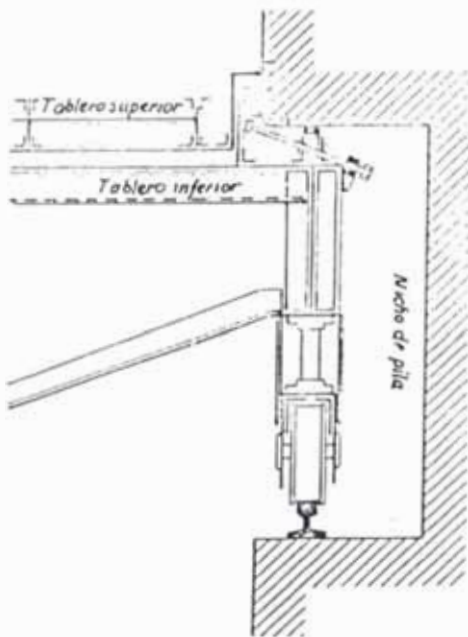


FIG. 13

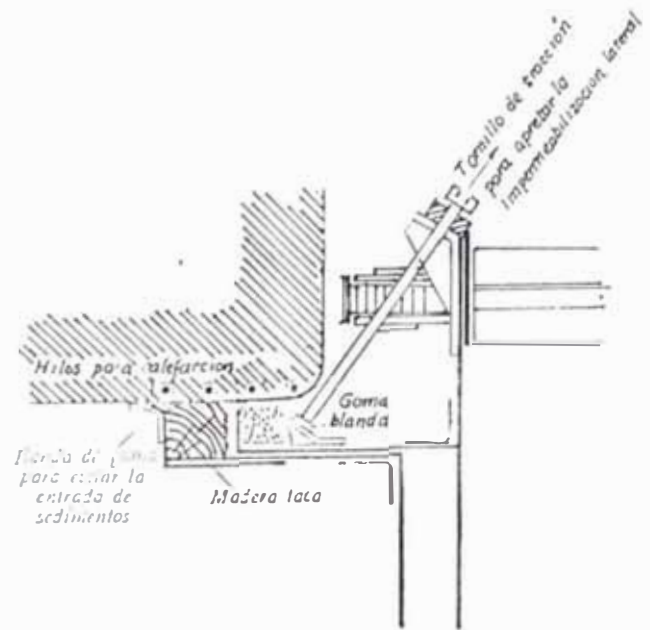
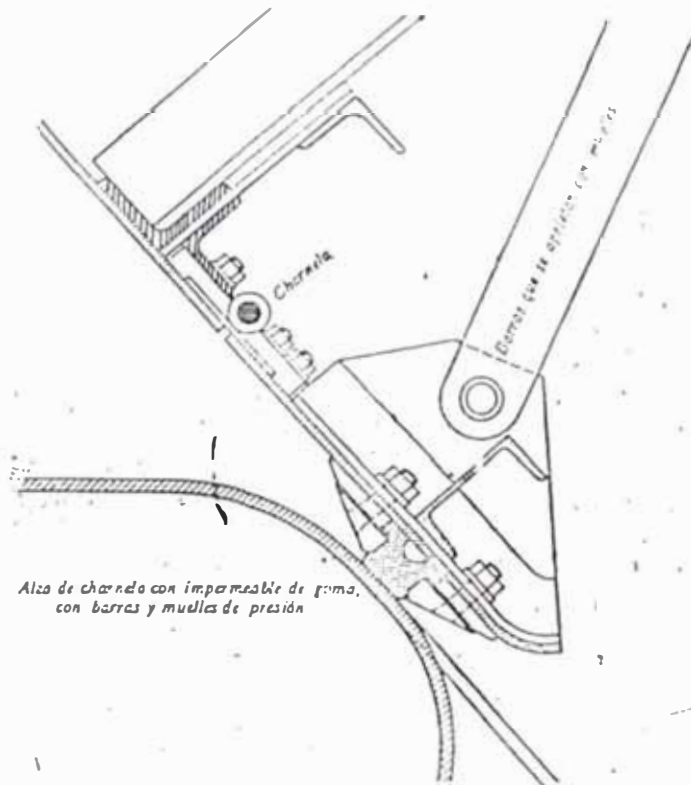


FIG. 14



Alza de charrota con impermeable de goma, con barras y muelles de presión

FIG. 15

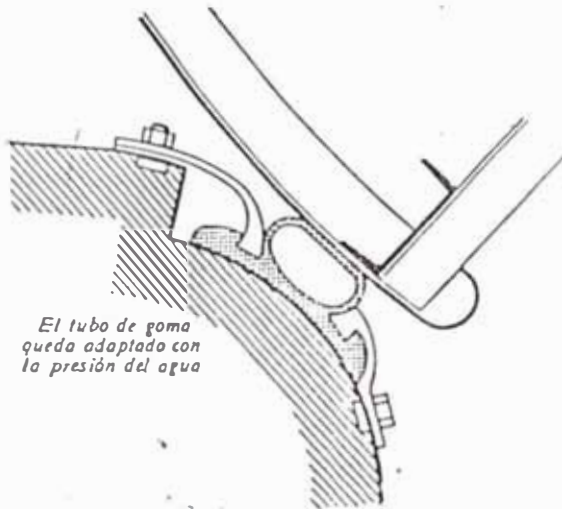


FIG. 16

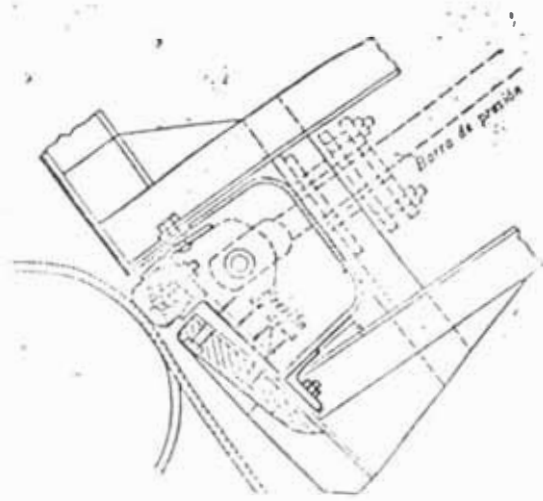


Figura 17

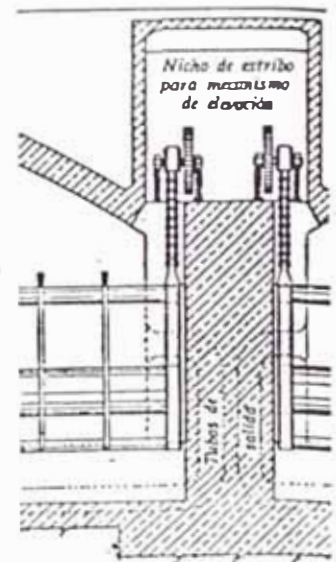
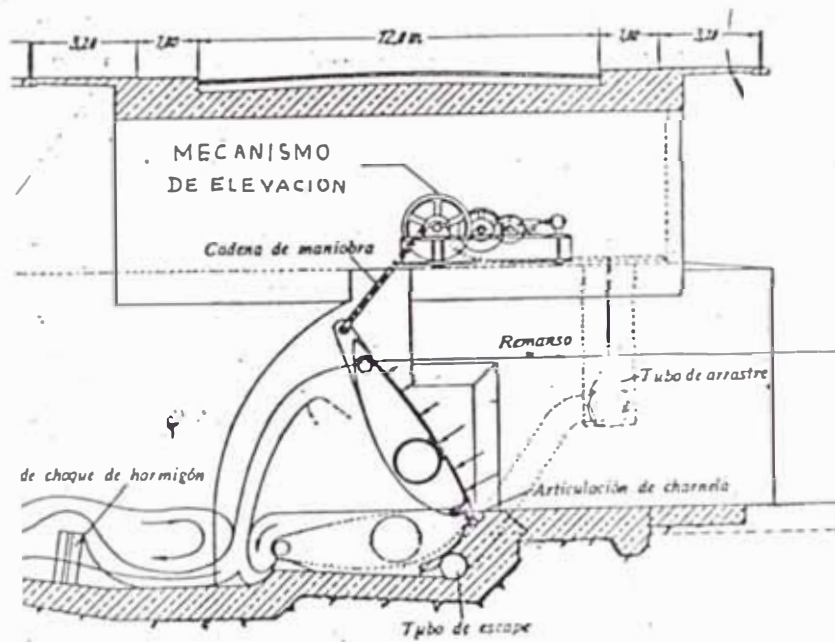
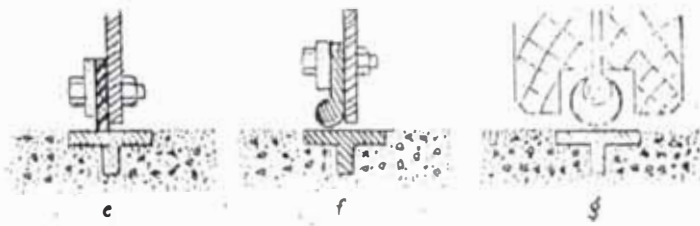


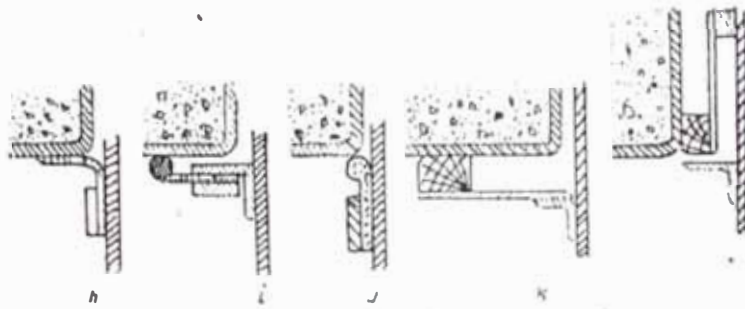
Figura 18



*Impermeabilización de solera*



*Impermeabilización de solera*



*Impermeabilización lateral*

Fig. 19 — Dispositivos de impermeabilización.

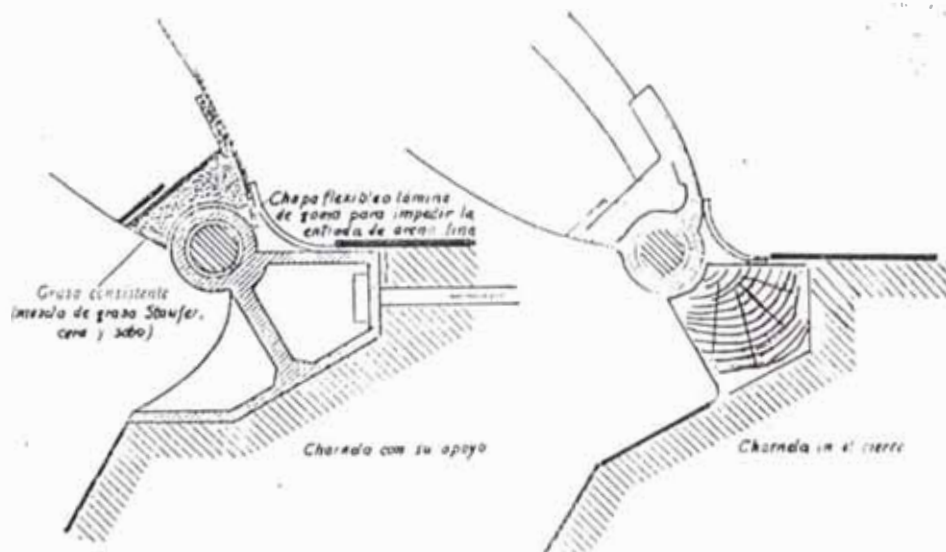


Fig 20

## CAPITULO III

### DEFINICIÓN DE LAS CARACTERISTICAS DEL SISTEMA Y DE LOS PARÁMETROS PARA EL DISEÑO

El sistema que se va a diseñar y calcular servirá para izar una compuerta radial de las siguientes características :

Longitud de la compuerta : 8 metros .....(L)  
Radio de la compuerta : 3 metros ..... (R)  
Peso de la compuerta : 3.5 toneladas ..... (W)  
Radio del eje de giro de la compuerta: 0.072 mts. (r)

Dicho sistema está conformado por cinco reducciones; esto con la finalidad de obtener una velocidad baja en el tren lateral (tambor de izaje), velocidad que para este tipo de compuertas está comprendida entre 0.30 a 0.60 metros por minuto.

Esta velocidad se logra mediante un mecanismo reductor central que consta de dos trenes de engranajes: una reducción tornillo-sin fin y una reducción por poleas; además el mecanismo central actúa en los extremos de la compuerta por medio de dos trenes de engranajes (figura 21).

La potencia del motor se transmite al reductor central mediante un sistema de fajas en V, la polea conducida está conectada en el eje del tornillo sin fin que engrana con una corona de bronce; el sin fin es de acero SAE 1045 y

va apoyado sobre rodamientos, la corona va montada sobre un eje de 2 pulgadas de diámetro que transmite la potencia a un piñón de 7.2 pulgadas de diámetro de paso que va montado sobre este mismo eje, el cual se apoya en dos cojinetes de fricción. Este piñón engrana con un engranaje de fierro fundido, el cual va montado sobre un eje de 3 pulgadas de diámetro, en este eje se encuentra otro piñón de acero que engrana con un engranaje de fierro fundido, engranaje que está sobre un eje de 3 pulgadas de diámetro y de  $26 \frac{1}{4}$  de longitud. Los extremos de este eje van unidos a dos ejes huecos de 3 pulgadas de diámetro SCH40 mediante pasadores; estos ejes unen el sistema central con los dos trenes laterales. Cada tren lateral se compone de un piñón de acero que engrana con un engranaje de fierro fundido, en el cual va acoplado el tambor de izaje mediante seis pasadores redondos, en dicho tambor se encuentra enrollado el cable que sirve para izar la compuerta.

Los engranajes, piñones de los trenes 1, 2 y 3 tienen igual diámetro de paso. El material de los pinones y ejes son de acero SAE 1045, apoyándose dichos ejes sobre cojinetes de fricción.

Los parámetros principales que hay que considerar para calcular debidamente un mecanismo de accionamiento son los siguientes :

- a) peso propio de la compuerta
- b) fuerza debido a la presión estática del agua

- c) fuerza debido a la presión hidrodinámica
- d) rozamiento
- e) fuerzas accidentales o imprevistos.



## CAPITULO IV

### CÁLCULO Y DISEÑO DEL SISTEMA DE IZAJE PARA UNA COMPUERTA RADIAL DE 3.5 TONELADAS

El mecanismo de elevación de una compuerta es la parte de la misma que tiene mayor costo unitario. Por lo tanto, es de suma importancia en el aspecto económico llegar a aquilatar el mismo, siempre naturalmente, dentro de las seguridades imprescindibles que deben tenerse en cuenta en esta clase de instalaciones (figura 21).

Para calcular debidamente un mecanismo, es necesario a su vez, conocer exactamente las cargas que es necesario vencer en todo el recorrido. En el presente trabajo no se va a detallar o analizar el cálculo de las cargas que, por ahora, tienen aún un grado de inseguridad, debido a influencias hidrodinámicas (aireación, rozamiento, etc.), al roce de las impermeabilizaciones contra la obra de fábrica y a otros esfuerzos secundarios difíciles de prever y que suelen denominarse "resistencias accidentales".

Es necesario además que la seguridad de funcionamiento de un mecanismo permita la elevación o descenso en cualquier circunstancia a que esté sometida la compuerta, esto es, en crecidas anormales e imprevistas, etc. y en tiempo económicamente corto.

#### 4.1. FUERZAS ACTUANTES EN LA COMPUERTA

Se obtienen generalmente por fórmulas empíricas, siempre que se conozcan las características de las mismas en otras construcciones análogas ya ejecutadas.

La figura 22, indica las fuerzas actuantes en la compuerta que son :

$W$  : peso propio de la compuerta

$P_t$  : presión hidráulica total sobre la compuerta normal al parámetro compuesto de la presión horizontal y la subpresión o presión vertical

$P$  : presión hidráulica sobre las bandas laterales de impermeabilización

$T$  : fuerza necesaria para equilibrar las resistencias que se oponen a la elevación de la compuerta.

Designamos por :

$l$  : brazo de palanca con respecto al eje de giro de la fuerza  $T$

$r$  : radio de los gorriones del eje de giro

$Y$  : brazo de palanca de

$u_2$  : coeficiente de rozamiento de estos gorriones

$u_3$  : coeficiente de rozamiento de las bandas de impermeabilización.

##### 4.1.1. Peso de la compuerta ( $W$ )

Numerosos autores han desarrollado curvas o fórmu

las empíricas que dan el peso de las compuertas en función de sus dimensiones, lo que es muy útil para determinar costos aproximados en un anteproyecto. Entre estos trabajos tiene gran interés el publicado en los Transactions of the American Society of Civil Engineers de 1948, titulado: "Estimating data por reservoir gates" por F.L. Boissonnault<sup>(1)</sup>.

En la figura 23, debido a Bowman se representan los pesos de las compuertas de diversos tipos con sus piezas fijas, pero sin mecanismos, en función de  $A^2BH$ , siendo A la luz de la compuerta, B su altura y H la carga media del agua.

Para nuestro sistema el peso de la compuerta es de 3.5 toneladas.

Ubicación del brazo de palanca "Y" con respecto al eje de giro.

$$Y = 38.197 \frac{R \operatorname{Sen} \alpha/2}{\alpha/2} \quad (1)$$

$$Y = 38.197 \times 3 \frac{\operatorname{Sen} 25}{25}$$

$$Y = 1.937 \text{ m.}$$

#### 4.1.2. Fuerza hidráulica total sobre la compuerta ( $F_t$ )

Para calcular esta fuerza hay que considerar la situación más crítica y ésta se presenta en época de lluvia, es decir en crecidas del río.

## MECANISMO DE IZAJE

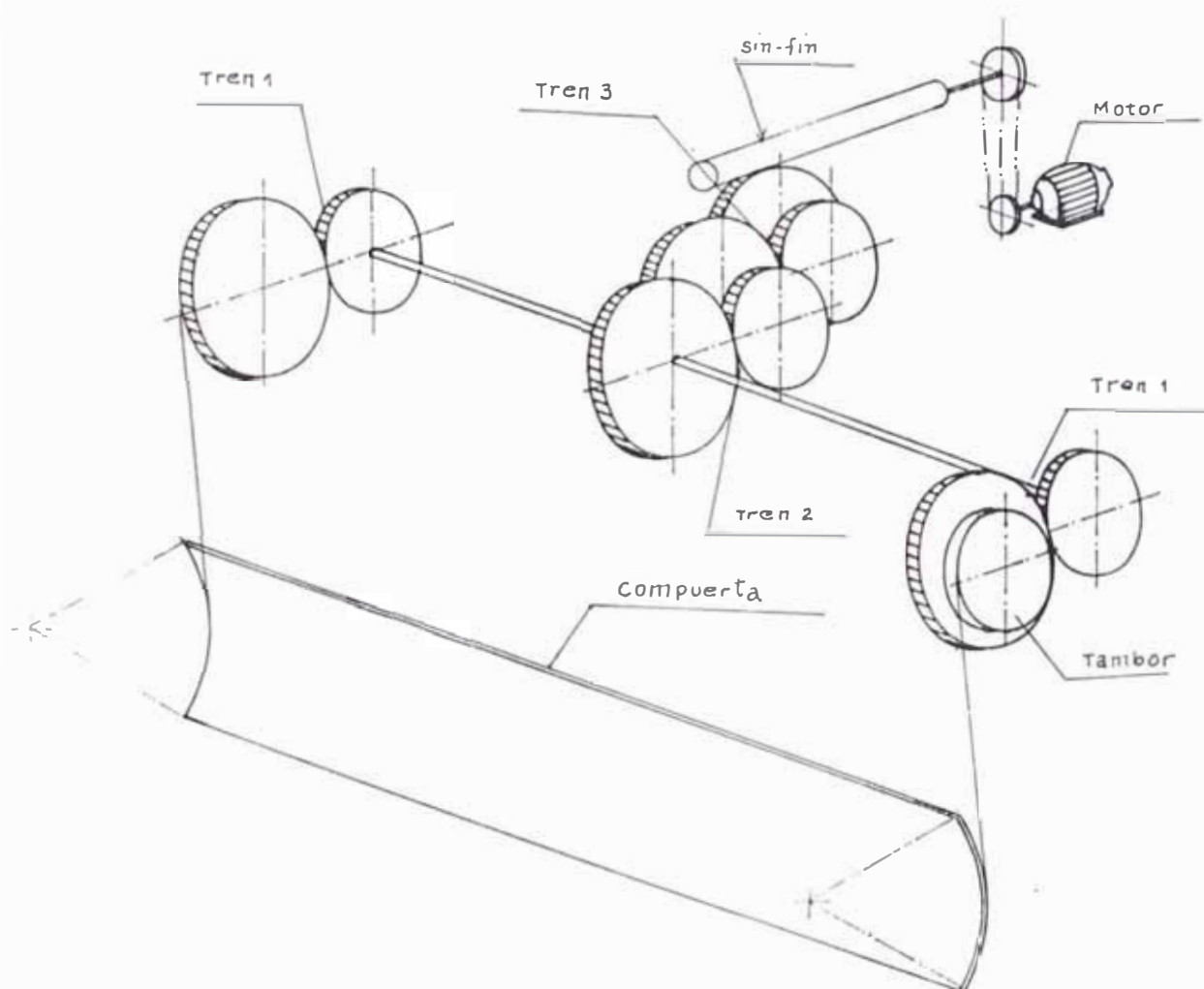


Figura 21

Esto quiere decir que en época de crecida, el nivel del agua llega a 2.9 metros, esta fuerza está compuesta de una fuerza horizontal y una vertical.

### Cálculo de la fuerza horizontal ( $F_h$ )

Esta fuerza es igual al área del trapecio debido a la presión del fluido (figura 24).

$$F_h = \frac{(0.68\gamma + 2.9\gamma)}{2} \times 2.3 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times \text{m}^2 \quad (2)$$

$$F_h = \frac{(3.5\gamma)}{2} \times 2.3$$

$$F_h = 4.025\gamma$$

$$F_h = 4.025 \times 1000$$

$$F_h = 4025 \text{ Kg/m}$$

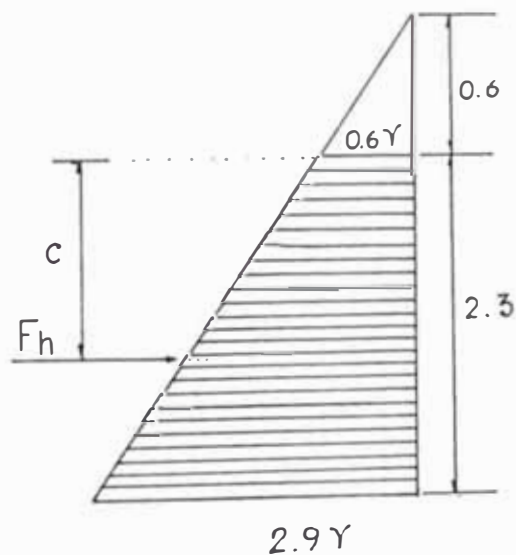


Figura 24 - Fuerza horizontal

Ubicación :

La fuerza estará ubicada en el centro de gravedad del trapecio

$$C = \frac{h(a + 2b)}{3(a + b)} \quad (3)$$

donde :  $a = 0.6$

$b = 2.9$

reemplazando :

$$C = \frac{2.3 (0.6\gamma + 2(2.9\gamma))}{3 (0.6\gamma + 2.9\gamma)}$$

$$C = 1.4 \text{ m.}$$

### Cálculo de la fuerza vertical ( $F_v$ )

Esta fuerza viene a ser el peso del agua que actúa sobre la superficie cóncava  $\overline{ND}$ , figura 25.

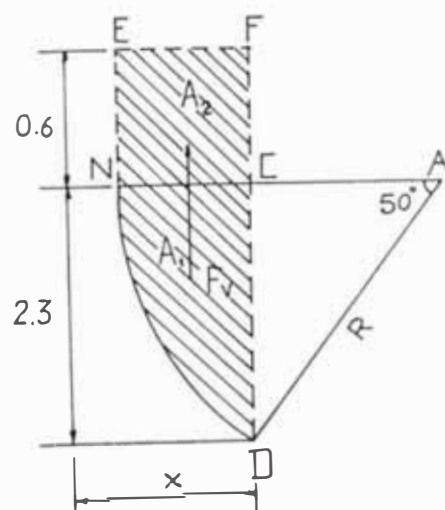


Figura 25 - Fuerza vertical

$$\text{Area } A_2 = 0.6 \overline{EF}$$

$$\cos 50^\circ = \frac{\overline{CA}}{3}$$

$$\overline{CA} = 1.93 \text{ m}$$

$$\overline{EF} = R - \overline{CA}$$

$$\overline{EF} = 1.07 \text{ m}$$

$$A_2 = 0.642 \text{ m}^2$$

$$A_1 = \frac{50\pi R^2}{360} - A_{CAD}$$

reemplazando :

$$A_1 = \frac{50\pi \times 3^2}{360} - \frac{2.3 \times 1.93}{2}$$

$$A_1 = 1.7075 \text{ m}^2$$

$$A_1 + A_2 = 2.3495 \text{ m}^2$$

entonces :

$$F_v = 2.3495 \times \gamma$$

$$F_v = 2.3495 \times 1000 \text{ Kg/m}^3 \times \text{m}^2$$

$$F_v = 2,349.5 \text{ Kg/m}$$

Ubicación :

$$\Sigma M_A = 0$$

$$4025 \times 1.4 = 2349.5X$$

$$X = 2.4 \text{ m}$$

$$F_t = \sqrt{(4025)^2 + (2349.5)^2}$$

$$F_t = 4,660.5 \text{ Kg/m}$$

Se tiene ancho de la compuerta = 8 m

$$F_t = 4660.5 \text{ Kg/m} \times 8 \text{ m}$$

$$F_t = 37,284 \text{ Kg}$$

#### 4.1.3. Cálculo de la fuerza debido a la presión hidráulica sobre las bandas laterales de impermeabilización ( $F_p$ )

Es una fuerza originada por la presión hidráulica sobre los sellos laterales, estos sellos son de neoprene con una dureza de 65 shore, figura 26.

$$F_p = F_h \times L_i \quad (4)$$

$$F_p = 4025 \text{ Kg/m} \times 0.1 \text{ m}$$

$$F_p = 402.5 \text{ Kg}$$

Como son dos extremos, la fuerza total resultante será :

$$F_{pt} = 805 \text{ Kg}$$

Fuerza de rozamiento de las bandas impermeabilizadas ( $f_r$ )

$$f_r = F_{pt} \times \mu_3 \quad (5)$$

Para el coeficiente de rozamiento  $\mu_3$  (al comenzar la elevación de las bandas impermeabilizadoras en superficies mojadas, el Hidraulic Commitee de la National Electric Light Association, dió los siguientes valores :



$$\mu_3 = (0.82 \text{ a } 0.88)$$

para rozamiento sobre estructuras oxidadas de acero<sup>(2)</sup>  
 en nuestro caso tomaremos el valor medio  $\mu_3 = 0.85$

#### 4.1.4. Fuerza debido al rozamiento entre el eje de giro y la bocina de bronce de la compuerta ( $F_r$ )

$$F_r = F_t \times \mu_2 \quad (6)$$

El coeficiente de rozamiento  $\mu_2$  depende de los materiales rozantes, el eje de giro será de acero SAE 1045 (Boehler H) y la bocina de bronce fosforoso fundido SAE 64, con deficiente lubricación puede tomarse  $\mu_2 = 0.45$ <sup>(3)</sup>.

Reemplazando en la ecuación tenemos :

$$F_r = 37,284 \times 0.45$$

$$F_r = 16,777.8 \text{ Kg}$$

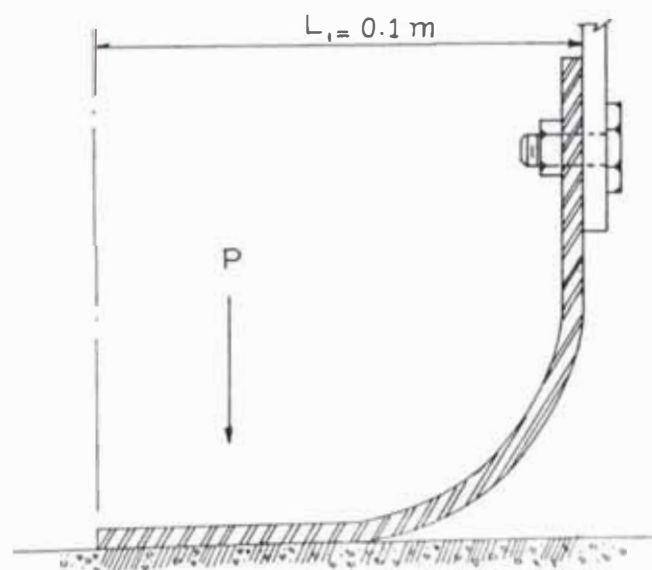


Figura 26

#### 4.1.5. Fuerzas accidentales

Para obtener fuerzas accidentales con exactitud, hay que hacer un estudio detallado de la compuerta y de las condiciones de funcionamiento, sobre todo tener experiencia para resolver adecuadamente los problemas que se puedan presentar, teniendo en cuenta los conocidos ya de otras construcciones análogas, podría tomarse o prever un 25% del aumento sobre la suma total de las fuerzas restantes<sup>(4)</sup>.

Las fuerzas accidentales suelen ser, principalmente por alguna de las siguientes causas :

- a) fango endurecido junto a la compuerta
- b) cuerpos flotantes
- c) lodo u oxidación en las impermeabilizaciones
- d) anomalías en los coeficientes de rozamiento previstos en las impermeabilizaciones, etc.

#### 4.2. FUERZA NECESARIA PARA ELEVAR LA COMPUERTA

De la figura 22, tomando momentos en A, se tiene:

$$2T = \frac{WY + F_t u_2 r + F_p u_2 R}{R} \quad (7)$$

Reemplazando los valores obtenidos de las diferentes fuerzas que actúan en la compuerta en la ecuación 7, tendremos :

$$2T = \frac{3500 \times 1.937 + 37284 \times 0.45 \times 0.72 + 805 \times 0.85 \times 3}{3}$$

$$2T = 3346.75 \text{ Kg}$$

Considerando las fuerza occidentales 25% sobre la carga total, tendremos que, la tensión para izar será :

$$2T = 4183.4 \text{ Kg}$$

En cada extremo :

$$T = 2092 \text{ Kg}$$

En este tipo de compuertas el peso propio es mayor que la resistencia al rozamiento, determinada por la presión hidráulica; entonces la acción de aquel basta para el descenso, el elemento transmisor de la fuerza para la elevación puede ser flexible, cable o cadena, esta fuerza de descenso se deduce al cambiar el signo de  $W \times y$  en la ecuación de la fuerza para elevar la compuerta :

$$2T = \frac{F_p u_3 R + F_t u_2 r - w.y}{R} \quad (8)$$

Reemplazando valores en la ecuación (8), tenemos:

$$2T = \frac{805 \times 0.85 \times 3 + 37284 \times 0.45 \times 0.072 - 3500 \times 1.937}{3}$$

$$2T = -1172.9 \text{ Kg}$$

### 4.3. CALCULO DEL SISTEMA DE ACCIONAMIENTO

#### 4.3.1. Relación de transmisión

Sobre la relación de transmisión que a primera vista parecería un dato fundamental no susceptible de comentarios, cabe poner en relieve, por el contrario, algunas circunstancias importantes. Dicha relación debe ser igual al cociente de la división de dos números enteros (los números de dientes) o en reductores múltiples, como en este caso, el producto de varios cocientes, uno por cada etapa. El resultado puede no resultar exactamente a la relación de transmisión dada en el planteo o puede ocurrir que tal coincidencia se pueda obtener solamente a costa de admitir número de dientes inconciliables con las exigencias geométricas o mecánicas del engranaje.

Si contrariamente se permite una tolerancia sobre la relación dada, el problema se puede solucionar siempre y con relativa facilidad, pero se considera que nunca o casi nunca se necesita tal exactitud de relación.

Recorrido de la compuerta en el momento del izaje  $\overline{MN}$

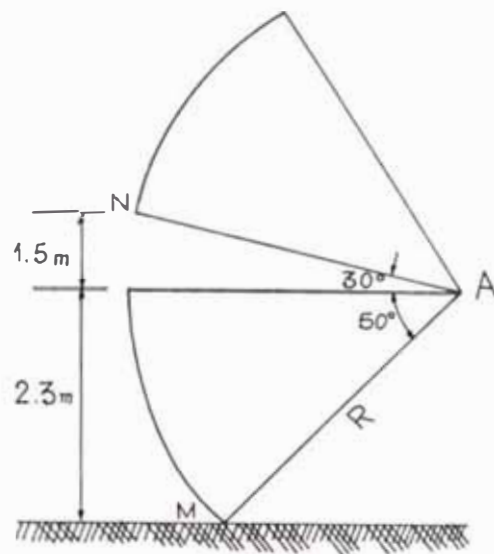


Figura 27 - Recorrido de la compuerta .

Se tiene :

$$\overline{MN} = S$$

$$S = \theta R \quad (9)$$

Reemplazando valores en la ecuación (9) :

$$S = \frac{2\pi\theta R}{360}$$

$$S = \frac{2\pi 80 \times 3}{360}$$

$$S = 4.2 \text{ m}$$

### Revoluciones del tambor de izaje ( $R_t$ )

Otro dato que se requiere para proyectar el mecanismo es la velocidad de elevación más conveniente, y que está en función de la rapidez con que se producen las riadas que es preciso evacuar. La velocidad para este tipo de compuertas está entre (0.30 a

0.60) metros por minuto<sup>(5)</sup>.

$$\text{Velocidad : } V = s/t \quad (10)$$

donde : s : espacio recorrido por la compuerta en el momento de izaje,  $s = 4.2 \text{ m}$

t : tiempo de izaje. Se considera 10 minutos (dato obtenido del Ministerio de Agricultura).

entonces se tiene :

$$V = 4.2/10$$

$$V = 0.42 \text{ m/min}$$

Diámetro (D) del tambor de izaje

Para obtener el diámetro del tambor es necesario seleccionar el cable de izaje teniendo el diámetro del cable, hay diámetros recomendados para tambores, en nuestro caso, se trata de un cable de elevación especialmente flexible, cuyo diámetro de tambor está entre 18 y 27 diámetros del cable, tabla 1.

Características del cable

Por tratarse de un cable de elevación especialmente flexible, utilizaremos un cable 6 x 37, es decir, - un cable de 6 torones y de 37 alambres cada torón, además es un cable de utilidad cuando la abrasión no es grande y cuando deben ser tolerados dobleces relativamente pronunciados.

En las tablas 2 y 3 se dan las características del cable 6 x 37, el diámetro del cable a usar será :  
 $d = 5/8$  pulgadas, de acero de arado mejorado.

**Carga equivalente debido a la flexión ( $F_b$ )**

$$F_b = \frac{A \times E_r \times dw}{D} \quad (11)$$

donde  $F_b$  : carga equivalente debido a la flexión ..... (lbs)

$A$  : área metálica de la sección transversal del cable, tabla 3 (pulg<sup>2</sup>)

$E_T$  : módulo de elasticidad equivalente del cable; puede tomarse:  
 $12 \times 10^6$  PSI

$D$  : diámetro del tambor de izaje

$dw$  : diámetro del alambre, tabla 3.

Se tiene :

$$A = 0.38d^2 \quad A = 0.148 \text{ pulg}^2$$

$$D = 27d \quad D = 16.875 \text{ pulg}$$

$$dw = 0.045d \quad dw = 0.028$$

Se ha tomado el valor de  $D = 27d$  porque la duración de un cable disminuye en la misma medida que aumenta el número de flexiones que sufre un elemento del cable, al pasar por el tambor, y a medida que disminuye el diámetro de los mismos, por lo que hay siempre libertad de elegir diámetros mayores para los tambores.

Reemplazando valores en la ecuación (11):

$$F_b = \frac{0.148 \times 12 \times 10^6 \times 0.028}{16.875}$$

$$F_b = 2946.8 \text{ lbs}$$

### Carga de tracción en los cables

Carga permisible de tracción del cable ( $F_{tp}$ )

$$F_{tp} = \frac{F_u \times N_e}{N} \quad (12)$$

se deberá tener que :

$$F_t + F_b + F_w + F_a \leq F_{tp} \quad (13)$$

siendo  $F_u$  : carga de rotura a la tracción de tabla  
2

$N_e$  : eficiencia de empalme del cable. Será de 0.85, según la tabla 4, para lo cual utilizaremos los sujeta-cables (grapas) que permiten unir fuertemente dos cables. Los del tipo "Molaire" transmiten los esfuerzos indicados en la tabla 5<sup>(6)</sup>.

$N$  : factor de seguridad de tabla 6,  $N = 3$

$F_t$  : carga efectiva de tracción

$F_w$  : carga debido a los pesos muertos (cables, ganchos, etc.),  $F_w = 150 \text{ lbs}$ .

$F_a$  : carga adicional por efecto de la aceleración, este valor no lo tomamos en cuenta, porque el desplazamiento es a velocidad constante, entonces,  $F_a = 0$



Reemplazando tenemos :

$$F_{tp} = \frac{15.8 \times 0.85 \text{ tons}}{3}$$

$$F_{tp} = 9,848.6 \text{ lbs}$$

luego tenemos :

$$F_t + F_b + F_w = 7699.2 < F_{tp} = 9,848.6$$

Con la velocidad de izaje y el diámetro del tambor, calculamos las revoluciones de dicho tambor :

$$R_t = \frac{V}{\pi D} \quad (14)$$

$$R_t = \frac{0.42 \text{ m/min}}{3.14 \times 0.4286 \text{ m}}$$

$$R_t = 0.312 \text{ rpm}$$

### **Cálculo de la relación de transmisión total ( $Mg_t$ ) y de la relación de cada tren ( $Mg$ )**

Para obtener la relación de transmisión total consideremos que el sistema es movido por un motor de 1750 rpm, luego tenemos :

$$Mg_t = \frac{\text{rpm}_{\text{motor}}}{R_t}$$

$$Mg_t = \frac{1750}{0.312}$$

$$Mg_t = 5,608$$

Se tiene que :

$$Mg_1 \times Mg_2 \times Mg_3 \times Mg_4 \times Mg_5 = Mg_t$$

donde :

$$Mg_1 = Mg_2 = Mg_3 \dots \text{relación en el tren } 1, 2, 3$$

$Mg_4$  : relación de transmisión del sin fin - rueda dentada. Esta relación será de 50/1 por ser la más usual. En todos los reductores sin fin se han normalizado ciertas relaciones de reducción, relaciones que están tabuladas para reductores de 3" a 28" de distancia entre ejes, tabla 7<sup>(7)</sup>.

$Mg_5$  : relación de transmisión de poleas. Será igual a 3/1 por ser la más adecuada para nuestro sistema.

Con la finalidad de tener el mismo módulo y así tener en las reducciones del tren 1, 2 y 3, el mismo dimensionamiento para los engranajes y piñones, hacemos  $Mg_1 = Mg_2 = Mg_3$ , luego tenemos :

$$Mg_1 \times Mg_2 \times Mg_3 \times Mg_4 \times Mg_5 = Mg_t$$

$$(Mg_{1,2,3})^3 \times 50 \times 3 = 5608.7$$

$$Mg_{1,2,3} = 3.34 Mg$$

#### 4.4. DETERMINACION DE LA POTENCIA REQUERIDA POR EL MECANISMO DE TRANSMISION

##### 4.4.1. Selección del motor

La eficiencia de los engranajes cilíndricos depende del material, de la calidad de mano de obra y del lubricante empleado.

En el caso de la transmisión tornillo sin fin-rueda dentada, el rendimiento oscila entre 0.85 en los casos más favorables y 0.55 en los más desfavorables.

Asumiendo eficiencias para estas transmisiones :

Tren 1, 2, 3 .....	$N = 85\%$
Tornillo sin fin-rueda dentada	$N_4 = 65\%$
Transmisión por fajas .....	$N_5 = 90\%$

Luego la potencia necesaria para elevar la compuerta será :

Potencia en un extremo del mecanismo ( $P_1$ )

$$P_1 = T \times V \quad (15)$$

$$P_1 = \frac{2092 \text{ Kg} \times 7 \times 10^{-3} \text{ m/s}}{75}$$

$$P_1 = 0.195 \text{ CV}$$

Potencia total ( $P_t$ )

$$P_t = 2 P_1$$

$$P_t = 0.39 \text{ CV}$$

Potencia del motor ( $P_m$ )

$$P_m = \frac{P_t}{N^4 \times N_4 \times N_5} \quad (16)$$

$$P_m = \frac{0.39 \text{ CV}}{(0.85)^4 \times 0.65 \times 0.9}$$

$$P_m = 1.3 \text{ CV}$$

Se usará un motor de 1.8 CV, 1710 rpm, 4 polos, con arrancador reversible magnético, estación de 3 botones (subir, bajar, parar) e interruptor automático con fusible de capacidad adecuada.

#### 4.5. CALCULO DEL MECANISMO

En el proyecto de un mecanismo la elección adecuada del material es el factor particular más importante, puesto que de ello dependen las dimensiones y como consecuencia la velocidad periférica. En muchos casos gobiernan los procedimientos de fabricación, el grado final de seguridad y acabado; por lo tanto, - la selección de un material adecuado para cualquier engranaje particular, requiere de un conocimiento, no solo de las condiciones en que va a trabajar, si no también de las limitaciones impuestas por la fabricación y equipo disponible.

TABLA 1

TIPO DE CABLE	DIAMETRO POLEA PULGS.	
	RECOMENDADO	MINIMO
6 x 7	72d	42d
6 x 19	45d	30d
8 x 19	31d	21d
6 x 37	27d	18d

TABLA 2

## CARGAS DE ROTURA DEL CABLE 6 x 37, CON NUCLEO DE FIBRA

DIAMETRO DEL CABLE (pulg)	PESO APRO- XIMADO lbs/pie	CARGA DE ROTURA EN TONS.	
		ACERO DE ARADO ME- JORADO	ACERO DE ARADO
1/4	0.10	2.59	2.25
5/16	0.16	4.03	3.50
3/8	0.22	5.77	5.02
7/16	0.30	7.82	6.80
1/2	0.39	10.2	8.85
9/16	0.49	12.9	11.2
5/8	0.61	15.8	13.7
3/4	0.87	22.6	19.6
7/8	1.19	30.6	26.6
1	1.55	39.8	34.6
1 1/8	1.96	50.1	43.5
1 1/4	2.42	61.5	53.5
1 3/8	2.93	74.1	64.5
1 1/2	3.49	87.9	76.4
1 5/8	4.09	103.0	89.3
1 3/4	4.75	119.0	103.0
1 7/8	5.45	136.0	118.0
2	6.20	154.0	134.0
2 1/8	7.00	178.0	150.0
2 1/4	7.85	193.0	168.0
2 1/2	9.69	236.0	205.0

**TABLA 3**  
**DIAMETROS DE ALAMBRE Y AREAS DE CABLES**  
 (valores aproximados)

CABLE	$d_w$ (pulgs)	A (pulg <sup>2</sup> )
6 x 7	0.106 d	0.38 d <sup>2</sup>
6 x 19	0.063 d	0.38 d <sup>2</sup>
6 x 37	0.045 d	0.38 d <sup>2</sup>
8 x 19	0.050 d	0.35 d <sup>2</sup>

d = diámetro del cable, en pulgadas

**TABLA 4**  
**EFICIENCIA DE EMPALMES DE CABLES**

TIPO DE EMPALME	PORCENTAJE DE LA RESISTENCIA TOTAL DEL CABLE
Casquillo cónico de zinc fundido	100
Ojal con cuatro o cinco anillos de alambre	90
Ojal descentrado con grapas	90
Ojal común con <u>gr</u> apas	85
Mordaza con tres remaches	75

TABLA 5  
CAPACIDAD DE LOS SUJETACABLES

N°	Diámetro cable (mm)	CAPACIDAD (Kg)		
		1 sujeta cables	2 sujeta cables	3 sujeta cables
1	4 - 7	500	1000	1500
2	8 - 11	925	1850	2775
3	12 - 15	1320	2640	3960
4	16 - 18	2340	4680	7020
5	19 - 22	3930	7860	11720
6	23 - 27	5880	11760	17640
7	28 - 33	8160	16320	24480
8	34 - 39	10740	21480	32220

TABLA 6  
FACTORES DE SEGURIDAD EN CABLES

SERVICIO	FACTOR DE SEGURIDAD
Ascensores	8 - 12
Montacargas de minas	2.5 ....5
Gruas accionadas a motor	4 - 6
Gruas accionadas a mano	3 - 5
Gruas mástil	3 - 5

#### 4.5.1. Comportamiento de los engranajes en la práctica

Los engranajes se proyectan no solo para satisfacer ciertas condiciones de engrane, sino también para dar un tipo de funcionamiento apropiado a la naturaleza de la instalación.

El funcionamiento es la medida del éxito de un mecanismo de engranajes que cuando transmite la potencia exigida satisfaga las condiciones de :

- a) resistencia
- b) duración
- c) rendimiento
- d) aumento de temperatura
- e) rendimiento
- f) estabilidad
- g) tamaño
- h) peso
- i) costo

El orden de importancia de estos elementos se registrará por el fin para el cual se requieran los engranajes, el tamaño, peso y costo, estarán principalmente relacionados con el tipo de engranaje, la clase de precisión y la disposición adoptada.

Para engranajes de buena calidad y alta velocidad, el rendimiento de la transmisión es del 98%, con engranajes de calidad ordinaria de mano de obra y de baja velocidad, es común un rendimiento del 96%,



los rendimientos promedio de los reductores de engranajes cilíndricos de potencia pequeña y mediana de 1, 2, y 3 etapas, están en el orden del 98%, 96% 95%, respectivamente. Su previsión no tiene importancia directa, tampoco desde el punto de vista de las garantías comerciales, en la práctica real, ni el fabricante, ni el usuario, están en condiciones de medirlo; sin embargo el proyectista debe poder prever las pérdidas mecánicas con suficiente exactitud.

En el presente trabajo se ha asumido las eficiencias tanto del tren 1, 2 y 3, igual al 85%, esto se debe a que los ejes estarán apoyados sobre chumaceras, - el movimiento relativo es deslizante y trabajan a fricción o rozamiento.

Los engranajes de dientes rectos se han elegido en base a las siguientes razones :

- a) el bajo costo de fabricación
- b) operan a velocidades lineales muy bajas, no producen empujes axiales
- c) el trabajo que van a desempeñar no es de precisión
- d) no es exigente la eliminación del ruido que se produce al engranar por estar instalados en sitios de campo.

#### 4.5.2. Materiales utilizados en la fabricación de los engranajes

El material para fabricar una rueda dentada que se proyecta, conviene determinarlo de tal modo que sea posible dentar y razurar sus dientes con la exactitud y el grado de acabado de la superficie predeterminados, además para que sean asegurados la suficiente resistencia mecánica a la flexión bajo la acción de cargas variables y de choque, la suficiente resistencia mecánica de la capa superficial de los dientes y la alta resistencia a la abrasión.

Los principales materiales para la fabricación de las ruedas dentadas, son el acero, la fundición, el bronce y los plásticos.

La tendencia a reducir las dimensiones exteriores a transmitir grandes potencias, mediante una sola unidad y aumentar las velocidades, ha conducido al amplio empleo de los engranajes de acero.

La gran diversidad de tipos de acero y la posibilidad de obtener distintas calidades de tratamiento térmico y quimicotérmico, permite, en caso de necesidad, obtener las combinaciones más favorables de las propiedades que se exigen.

En el caso de engranajes en reductores, los materiales óptimos son los aceros y el hierro fundido, por que combinan una alta resistencia con bajo costo.

La capacidad de las fundiciones de resistir las tensiones por contacto, es bastante alta; la capacidad de los dientes de fundición de resistir la flexión y las cargas de choque, es inferior a las de acero. Por lo tanto las ruedas dentadas de fundición se emplean en las transmisiones abiertas de pequeña velocidad y poco cargadas, raramente en las transmisiones cerradas.

La tabla 8 nos muestra algunas propiedades de los aceros y hierros fundidos (sistema AGMA); la tabla 9 nos brinda una idea del significado de la dureza de los diferentes tipos de acero y fierros en la industria, mientras que la tabla 10 nos da una referencia de las combinaciones típicas de dureza para piñón y engranaje.

En el presente trabajo se ha empleado como materiales el acero para el piñón y el hierro fundido para el engranaje.

## P I Ñ O N

MATERIAL	A C E R O S A E 1045
Composición química	C(0.43 - 0.50), $M_n$ (0.60 - 0.90), P(0.04 máx) S(0.05 máx)
Dureza natural	(60 - 75) $Kp/mm^2$ - (175 - 219) HB

## ENGRANAJE

MATERIAL	HIERRO FUNDIDO AGMA GRADO 40
Esfuerzo permisible $S_{at}$	9.2 $Kg/mm^2$
Dureza superficial mínima	200 BHN

**TABLA 8 - PROPIEDADES DE LOS ACEROS Y HIERROS FUNDIDOS**  
(Sistema AGMA)

MATERIAL	CARBONO	BHN	ELASTICIDAD (Kg/mm <sup>2</sup> x 10 <sup>4</sup> )	DENSIDAD (Kg/dm <sup>3</sup> )	S <sub>y</sub> (Kg/mm <sup>2</sup> )	S <sub>u</sub> (Kg/mm <sup>2</sup> )
<b>ACEROS</b>						
AISI 1020	0.2	180	2.1	7.85	38	63
AISI 1040	0.4	200	2.1	7.85	45	70
		350	2.1	7.85	65	87
AISI 1045	0.4	250	2.1	7.85	39	72
AISI 4140	0.4	200	2.1	7.85	43	67
		350	2.1	7.85	109	120
AISI 4340	0.4	220	2.1	7.85	48	76
		350	2.1	7.85	117	123
AISI 1060	0.6	350	2.1	7.85	118	123
		350	2.1	7.85	186	194
<b>FIERRO FUNDIDO</b>						
AGMA 20	3.5	110	0.773	7.07		14
AGMA 25	3.5	140	0.849	7.07		18
AGMA 30	3.5	170	0.914	7.14		21
AGMA 35	3.5	200	0.984	7.21		25
AGMA 40	3.5	230	1.055	7.21		28
AGMA 50	3.5	250	1.265	7.35		32
<b>HIERRO DUCTIL</b>						
ASTM 80-60	3.5	200	1.68	7.35	43	56

**TABLA 9 - NIVELES DE DUREZA ELASTICAS PARA ENGRANAJES DE HIERRO Y ACERO**

DUREZA	MAQUINABILIDAD	COMENTARIOS
BHN-RC		
150-200	Muy fácil	Dureza baja, capacidad mínima para soportar cargas.
200	Fácil	Dureza baja, capacidad moderada de carga, muy usado en trabajos industriales de engranajes.
250-24 300-32	Moderadamente duro para cortar.	Dureza media, buena capacidad de carga, muy usado en trabajos industriales de engranajes.
350-38	Material muy duro para cortar, frecuentemente se le considera el límite de la maquinabilidad.	Dureza alta, capacidad de carga excelente, se emplea en trabajos en los que se requieren altos rendimientos y pesos reducidos.
350-38 400-43	Muy duro para cortar, muchos talleres no pueden usarlo.	Dureza alta, excelente capacidad de carga a condición de que el tratamiento desarrolle la estructura deseada.
500-51 550-55	Requiere rectificado para su acabado.	Dureza muy alta, buena capacidad para el desgaste, puede caer de resistencia.
587-58 63	Requiere rectificado	Dureza completa, usualmente obtenida por carburación o cementario superficial, muy alta capacidad de carga.
65	Puede endurecerse superficialmente después del maquinado final.	Super dureza, generalmente se obtiene por nitruración, muy alta capacidad de carga.

TABLA 10  
COMBINACIONES TIPICAS DE DUREZA PARA  
PIÑONES Y ENGRANAJES

BHN PIÑON	BHN ENGRANAJE
210	180
245	210
265	225
285	245
300	255
315	270
335	285
350	300

#### 4.5.3. Cálculo del tren 1, 2, 3, engranaje-piñón

El cálculo de los engranajes se puede hacer por tres métodos :

- a) Método de AGMA
- b) Usando las ecuaciones de Buckingham, Barth y Hertz.
- c) Método europeo

En el presente trabajo, para el cálculo de los engranajes y tornillo sin fin-rueda dentada, se usará el procedimiento de la American Gear Manufacturers Association (AGMA), siguiendo los pasos indicados - en el Manual de "Diseño de elementos de máquinas" , por el ingeniero Juan J. Hori Asano.

Cálculo estimado de la distancia entre centros por resistencias (C)

$$C = \left( \frac{1 + Mg}{2} \right) \frac{K}{Mg^{0.013} N_p^{0.3}} \left( \frac{P_d}{S_{atp}} \right)^{0.37} \quad (17)$$

donde C : distancia entre dientes

Mg : relación de transmisión

N<sub>p</sub> : revoluciones de piñón

N<sub>g</sub> : revoluciones de engranaje

K : constante = 700

P<sub>d</sub> : potencia de diseño

S<sub>atp</sub> : esfuerzo permisible del piñón, de tabla 11 se tiene S<sub>atp</sub> = 21 Kg/mm<sup>2</sup>.



Potencia de diseño ( $P_d$ ) :

$$P_d = P_1/N$$

$$P_d = 0.195/0.85$$

$$P_d = 0.23 \text{ CV}$$

Número de revoluciones del piñón ( $N_p$ ) :

$$N_p = N_g \times Mg_1$$

$$N_p = 0.312 \times 3.34$$

$$N_p = 1 \text{ rpm}$$

Reemplazando valores en la ecuación (17) :

$$C = \left( \frac{1 + 3.34}{2} \right) \frac{700}{(3.34)^{0.013} \times (1)^{0.3}} \left( \frac{0.23}{21} \right)^{0.37}$$

$$C = 281 \text{ mm}$$

Cálculo de la distancia entre centros por desgaste

$$C = \left( \frac{1 + Mg}{2} \right) \frac{K_1}{Mg^{0.06} N_p^{0.3}} \left( \frac{P_a}{S_{acg}} \right)^{0.37} \quad (18)$$

donde:

$S_{acg}$  : esfuerzo permisible de contacto del engranaje, de tabla 12 se tiene  $S_{acg} = 53 \text{ Kg/mm}^2$ .

$K$  : constante = 6500

Reemplazando valores en la ecuación (18) :

$$C = \left( \frac{1 + 3.34}{2} \right) \frac{6500}{(3.34)^{0.06} (1)^{0.3}} \left( \frac{0.23}{53} \right)^{0.37}$$

TABLA 12

ESFUERZOS PERMISIBLES DE CONTACTO,  $S_{ac}$   
se saca para el elemento de menor dureza

MATERIAL	DUREZA SUPERFICIAL MINIMA	$S_{ac}$ Kgs/mm <sup>2</sup>
Acero endurecido en toda la sección del diente	180 BHN	60- 67
	220 BHN	69- 72
	260 BHN	78- 87
	300 BHN	87- 97
	350 BHN	99-110
	400 BHN	110-123
	450 BHN	122-136
Acero endurecido superficialmente por carburización	55 R <sub>C</sub>	127-141
	60 R <sub>C</sub>	141-158
Acero endurecido superficialmente por inducción o por llama	50 R <sub>C</sub>	120-134
Fierro fundido :		
AGMA grado 20		35- 42
AGMA grado 30	175 BHN	46- 53
AGMA grado 40	200 BHN	53- 60
Fierro nodular :		
Recocido	165 BHN	51- 58
Normalizado	210 BHN	60- 67
Templado en aceite y revenido	255 BHN	69- 76
Bronce AGMA 2c (10% - 12% S <sub>n</sub> )	28.2 Kgs/mm <sup>2</sup>	21
Bronce-Aluminio ASTE B, 148-52 (Aleación 9C-HT)	63.0 Kgs/mm <sup>2</sup>	46

$$C = 403 \text{ mm}$$

Como se sabe, para los engranajes cilíndricos, la dimensión fundamental por calcular, es la distancia entre ejes, en la mayoría de los casos, es conveniente redondear el valor orientativo de la distancia. Esta se considera  $C = 400$ .

Dimensionamiento de los engranajes

Módulo máximo  $M_{\text{máx}}$

$$M_{\text{máx}} = \frac{2 \times C}{Z_{\text{pmin}} (1 + Mg)} \quad (19)$$

Actualmente el ángulo de presión normal más usado es el  $\theta_n = 20^\circ$  altura completa, ya que tiene la ventaja de mayor capacidad y menores dificultades de interferencia. Es el preferido en engranajes rectos.

Para dientes rectos tenemos que el ángulo de hélice es igual a cero :  $\theta = 0^\circ$ .

De la tabla 13 se tiene el número mínimo de dientes para el piñón:  $Z_{\text{min}} = 17$  dientes.

Reemplazando valores en la ecuación (19) :

$$M_{\text{máx}} = \frac{2 \times 100}{17 (4.34)}$$

$$M_{\text{máx}} = 10.8$$

Haciendo una evaluación de módulos para  $m = 10, 8, 6$  :

m	$Z_p + Z_g$	$Z_g$	$Z_p$	Mg
10	80	63	17	3.70
8	100	81	19	4.26
8	100	79	21	3.76
8	100	77	23	3.34

De estos valores elegimos el menor y el que se aproxima más a nuestra relación de transmisión.

Luego tenemos  $m = 8$ , con :

$$Z_p = 23 \quad Z_g = 77 \quad D_p = 184 \text{ mm} \quad D_g = 616 \text{ mm}$$

Ancho del diente (F) :

Se recomienda

$$8m \leq F \leq 125 m$$

reemplazando valores se tiene :

$$64 \text{ mm} \leq F \leq 100 \text{ mm}$$

Considerando un ancho de 76.2 mm

Cálculo de los engranajes por fatiga superficial de acuerdo al procedimiento recomendado por la AGMA

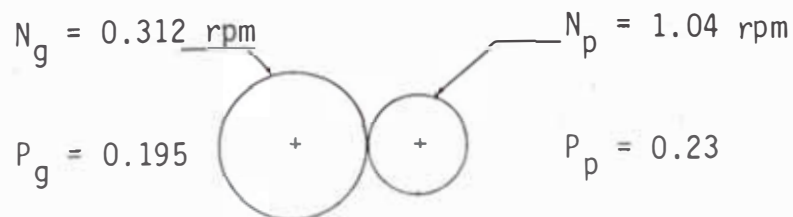


TABLA 13

NUMERO MINIMO DE DIENTES DE PIÑONES DE ENGRANAJES  
CILINDRICOS PARA EVITAR EL RECORTADO DE LOS DIEN-  
TES

ANGULO HELICE ( $\emptyset$ )	ANGULO DE PRESION NORMAL ( $\emptyset_n$ )			
	14.5°	20°	20°SD	25°
0	32	17	14	12
15	29	16	13	11
16	29	16	13	11
17	28	16	12	10
18	28	15	12	10
19	28	15	12	10
20	27	15	12	10
21	27	15	12	10
22	26	14	12	10
23	26	14	11	9
24	25	14	11	9
25	24	13	11	9
30	22	12	10	8
31	21	12	9	8
32	20	11	9	8
33	20	11	9	8
34	19	11	9	7
35	18	10	8	7
36	18	10	8	7
37	17	10	8	7
38	17	9	8	7
39	16	9	7	6
40	15	9	7	6
41	15	8	7	6
42	14	8	7	6
43	14	8	6	5
44	13	7	6	5
45	12	7	6	5

Los distintos factores que intervienen en el cálculo por resistencia y por fatiga superficial se han tomado del manual de "Diseño de elementos de máquinas", por el ingeniero Juan J. Hori A.

Potencia máxima que se podrá transmitir por la expresión :

$$P = 6.98 \times 10^{-7} \left( \frac{N_p F C_v I}{C_o C_s C_m C_f} \right) \left( \frac{S_{ac} D_p C_L x C_h}{C_T \cdot C_R \cdot C_p} \right)^2 \quad (20)$$

siendo :

$S_{ac}$  : esfuerzo permisible de contacto para una dureza de 200 BHN, de tabla 19-153 se tiene :

$$S_{ac} = 53 \text{ Kg/mm}^2$$

$C_v$  : factor dinámico para engranajes cilíndricos de dientes rectos, tallados con roseta o generados sin mayor precisión. De la figura 18-143 se tiene :  $C_v = 1$

$I$  : factor geométrico para peores condiciones de contacto, de la figura 23-146 se tiene :

$$I = 0.112$$

$C_o$  : factor de sobrecarga para engranajes cilíndricos de dientes rectos. De tablas 8 y 9, página 126, con fuente de poder uniforme y carga en la máquina movida uniforme, se tiene :

$$C_o = 1$$

$C_s$  : factor de tamaño para engranajes cilíndricos de dientes rectos, de página 111 se tiene :

$$C_s = 1$$

$C_m$  : factor de distribución de carga para montaje menos rígido, engranajes menos precisos, 100% de contacto, de tabla 12-132 se tiene :

$$C_m = 1.62$$

$C_f$  : factor de condición superficial. Este factor depende del acabado superficial, de los esfuerzos residuales y de los efectos de plasticidad. De la página 112 se tiene :

$$C_f = 1$$

para un buen acabado superficial.

$C_L$  : factor de vida. Este factor ajusta la carga permisible para un determinado número de ciclos de operación. De la figura 32-154 se tiene :

$$C_L = 1.5$$

para una duración de por lo menos  $10^4$  ciclos.

$C_h$  : factor de relación de dureza para engranajes cilíndricos de dientes rectos. De la página 114 se tiene:  $C_h = 1$

$C_t$  : factor de temperatura para engranajes cilíndricos de dientes rectos que operan a temperaturas que no excedan de  $121^\circ\text{C}$ . De la página 114 se tiene  $C_t = 1$

$C_R$  : factor de seguridad para engranajes de dientes rectos con una confiabilidad del 99%. De la tabla 20 se tiene :

$$C_R = 1$$

$C_p$  : coeficiente elástico, coeficiente que depende de las propiedades elásticas del material para los engranajes cilíndricos de dientes rectos. De la tabla 18-142 se tiene :

$$C_p = 53$$

Reemplazando valores en la ecuación (20) :

$$P = 6.98 \times 10^{-7} \left( \frac{1.04 \times 76.2 \times 1 \times 0.112}{1.62} \right) \left( \frac{53 \times 184 \times 1.5^2}{53} \right)$$

$$P = 0.29 \text{ CV}$$

### **Cálculo de los engranajes por resistencia a la fatiga.**

Potencia máxima que podrá transmitir el piñón :

$$P = 6.98 \times 10^{-7} \left( \frac{D_p \cdot N_p \times S_{at} \times m \times F \times J_p \cdot K_L \times K_v}{K_s \times K_m \times K_t \times K_R \times K_o} \right) \quad (21)$$

siendo

$S_{at}$  : esfuerzo permisible del material, este esfuerzo varía en forma considerable con el tratamiento térmico, método de forjado, método de fundición y de la composición química del material. De tabla N° 14-140 se tiene :

$$S_{at} = 21 \text{ Kg/mm}^2$$

$J_p$  : factor geométrico, 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. De la figura 4-133, se tiene :

$$J_p = 0.35 \quad ; \quad J_g = 0.46$$

$K_L$  : factor de vida, es difícil de precisar el factor de vida en los cálculos de los engranajes, ya que los esfuerzos producidos, no son proporcionales a la carga y la concentración de es



fuerzas varía con el número de ciclos.

De tabla 15-141 para  $10^4$  y 200 BHN, se tiene:

$$K_L = 1.62 \text{ (interpolando)}$$

$K_V$  : factor dinámico, este factor depende de los errores de espaciamiento y del perfil de los dientes, la velocidad tangencial, la carga a transmitir por unidad de ancho del diente, la rigidez del diente. De la figura 1-130, curva<sup>(4)</sup> para engranajes tallados con fresa de roseta o generados sin mayor precisión, se tiene :

$$K_V = 1$$

$K_S$  : factor de tamaño, factor que depende fundamentalmente del paso del diente, de los diámetros de las ruedas, del ancho del diente, de la relación entre la profundidad de la capa endurecida y el espesor del diente, tipo de tratamiento térmico y de la dureza del material. De la página 106 se tiene :

$$K_S = 1$$

$K_m$  : factor de distribución de carga, depende de los desalineamientos de los ejes, de los errores del perfil del diente, de las deflexiones elásticas de los ejes, cojinetes y ruedas. Estos originan que el contacto entre los dientes no sea uniforme en todo el flanco o se efectúe solamente un contacto parcial. De tabla 12-132 para montaje menos rígido, engranaje menos preciso, 100% de contacto, se tiene:

$$K_m = 1.62 \text{ (interpolando)}$$

$K_T$  : factor de temperatura para engranajes que operan a temperatura que no exceda  $71^\circ\text{C}$ . De la

página 108 se tiene :

$$K_T = 1$$

$K_R$  : factor de seguridad, para cálculos por resistencia a la fatiga. De tabla 16-142 confiabilidad 99%, se tiene :

$$K_R = 1$$

$K_O$  : factor de sobrecarga, para fuente de poder uniforme, carga en la máquina movida uniforme. De tablas 8,9-126, se tiene :

$$K_O = 1$$

Reemplazando valores en la ecuación 21 :

$$P = 6.98 \times 10^{-7} \left( \frac{184 \times 1.04 \times 21 \times 8 \times 76.2 \times 0.35 \times 1.62}{1.62} \right)$$

$$P = 0.598 \text{ CV}$$

$$P_p = 0.598 \text{ CV}$$

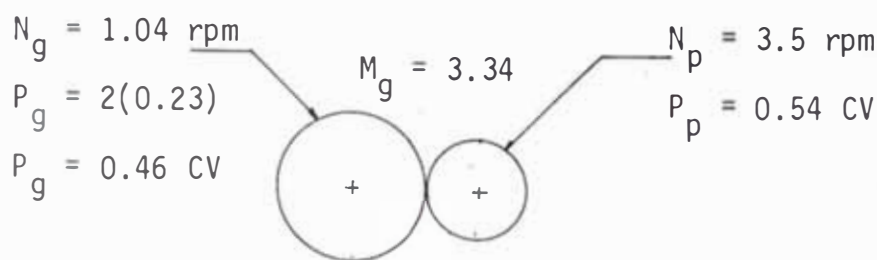
Potencia que podrá transmitir el engranaje :

$$P_g = P_p \left( \frac{S_{atg}}{S_{atp}} \right) \left( \frac{J_g}{J_p} \right) \quad (22)$$

$$P_g = 0.598 \left( \frac{9.2}{21} \right) \left( \frac{0.46}{0.35} \right)$$

$$P_g = 0.344$$

**Cálculo de los engranajes por resistencia y por fatiga superficial del tren N° 2**



Potencia que podrá transmitir por fatiga superficial

$$P = 6.98 \times 10^{-7} \left( \frac{N_p \times F \times C_v \times I}{C_o \times C_s \times C_m \times C_f} \right) \left( \frac{S_{ac} \times D_p \times C_L \times C_H}{C_T \times C_R \times C_P} \right)^2 \quad (23)$$

Como los piñones del tren 1, 2 y 3 son del mismo - diámetro de paso, igual número de dientes, unicamen- te variaremos el ancho del diente en el tren 2 y 3,  $F = 2 \frac{1}{2}$  pulg., por lo tanto, los factores corres- pondientes a la potencia a transmitir por fatiga su- perficial, serán los mismos que el tren 1.

Reemplazando valores en la ecuación 23 :

$$P = 6.98 \times 10^{-7} \left( \frac{3.5 \times 63.5 \times 0.112}{1.62} \right) \left( \frac{53 \times 184 \times 1.5}{53} \right)^2$$

$$P = 0.82 \text{ CV}$$

$$P_p = 0.82 \text{ CV}$$

Potencia que podrá transmitir por resistencia a la fatiga

$$P = 6.98 \times 10^{-7} \left( \frac{D_p \times N_p \times S_{at} \times m \times F \times J_p \times K_L \times K_v}{K_s \times K_m \times K_T \times K_R \times K_o} \right) \quad (24)$$

Reemplazando valores en la ecuación 24 :

$$P = 6.98 \times 10^{-7} \left( \frac{184 \times 3.5 \times 21 \times 8 \times 63.5 \times 0.35 \times 1.62}{1.62} \right)$$

$$P = 1.68 \text{ CV}$$

$$P_p = 1.68 \text{ CV}$$

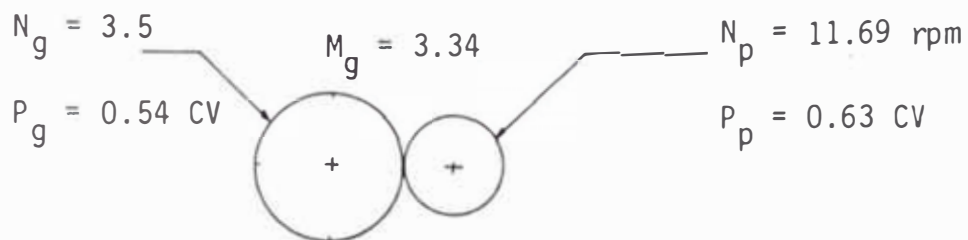
Potencia que podrá transmitir el engranaje :

$$P_g = P_p \left( \frac{S_{atg}}{S_{atp}} \right) \left( \frac{J_g}{J_p} \right) \quad (25)$$

$$P_g = 1.68 \left( \frac{9.2}{21} \right) \left( \frac{0.46}{0.35} \right)$$

$$P_g = 0.96 \text{ CV}$$

**Cálculo de los engranajes por resistencia y por fatiga superficial del tren N° 3**



Potencia que podrá transmitir por fatiga superficial

$$P = 6.98 \times 10^{-7} \left( \frac{N_p \times F \times C_v \times I}{C_o \times S_s \times C_m \times C_g} \right) \left( \frac{S_{ac} \times D_p \times C_L \times C_H}{C_T \times C_R \times C_p} \right)^2 \quad (26)$$

Reemplazando valores en la ecuación 26 :

$$P = 6.98 \times 10^{-7} \left( \frac{11.69 \times 63.5 \times 0.112}{1.62} \right) \left( \frac{53 \times 184 \times 1.5}{53} \right)^2$$

$$P = 2.73 \text{ CV}$$

$$P_p = 2.73 \text{ CV}$$

Potencia que podrá transmitir por resistencia a la fatiga

$$P = 6.98 \times 10^{-7} \left( \frac{D_p \times N_p \times S_{at} \times m \times F \times J_p \times K_L \times K_y}{K_s \times K_m \times K_T \times K_R \times K_o} \right) \quad (27)$$

Reemplazando valores en la ecuación 27 :

$$P = 6.98 \times 10^{-7} \left( \frac{184 \times 11.69 \times 21 \times 8 \times 63.5 \times 0.35 \times 1.62}{1.62} \right)$$

$$P = 5.6 \text{ CV}$$

$$P_p = 5.6 \text{ CV}$$

Potencia que podrá transmitir el engranaje :

$$P_g = P_p \left( \frac{S_{atg}}{S_{atp}} \right) \left( \frac{J_g}{J_p} \right) \quad (28)$$

$$P_g = 5.6 \left( \frac{9.2}{21} \right) \left( \frac{0.46}{0.35} \right)$$

$$P_g = 3.2 \text{ CV}$$

Nota: En las tablas 17 y 18 se ve la proyección del engranaje y del piñón, tanto del tren lateral como del central.

#### 4.5.4. Cálculo de la transmisión tornillo sin fin-rueda dentada

Las transmisiones de tornillo sin fin-rueda dentada son ampliamente utilizadas para lograr reducciones considerables de velocidad en poco espacio. Las consideraciones primarias en la aplicación industrial de estas unidades, usualmente son :

- a) como un transmisor de potencia eficiente
- b) cuando se desea una elevada reducción de velocidad.

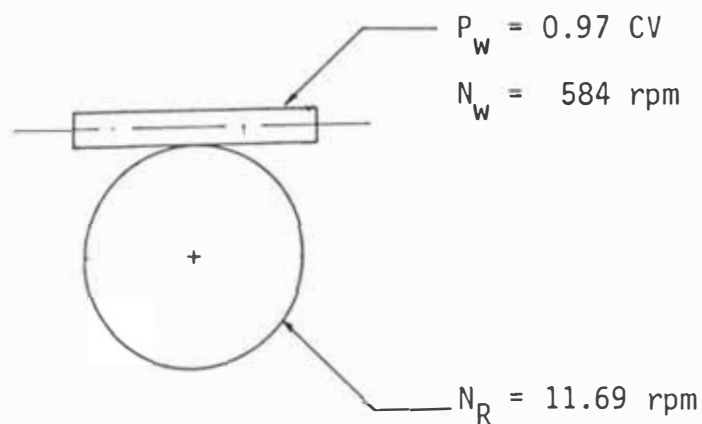
c) cuando se requiere un considerable aumento (ventaja mecánica), en otras palabras, cuando una fuerza dada aplicada debe vencer una resistencia al movimiento comparativamente elevada.

### Características de operación

Una de las ventajas de este tipo de transmisiones es que la interacción de los elementos que engranan, ocurre de modo continuo, eun una acción uniforme de deslizamiento del filete del gusano, entre los dientes de la rueda compañera. Sin embargo esta forma de operación trae consigo generación de calor, lo cual implica tener que considerar aspectos térmicos en el diseño, aparte de las evaluaciones de carácter mecánico.

### Cálculos de las dimensiones principales

Cálculo de la potencia de diseño ( $P_d$ )



$$P_d = P_w \times f.s$$

(29)

donde :

$P_w$  : potencia a transmitir

f.s : factor de servicio. De la tabla 9-176 con accionamiento por motor eléctrico, duración del servicio 10 horas por día y característica de carga de máquina movida uniforme, se tiene :

$$f.s = 1$$

Reemplazando valores en la ecuación 29, se tiene :

$$P_d = 0.97 \text{ CV}$$

Cálculo aproximado de la distancia entre centros

La distancia entre centros cuantifica la magnitud - del reductor y a menudo interviene en la clave de designación de las unidades comerciales.

El cálculo se inicia estableciendo una primera aproximación de esta distancia, lo que se hace mediante una fórmula empírica ( 8 ) :

$$C = 100 \left[ \frac{P_w (M_{g_4} + 5)}{\sqrt{N_w} \times f} \right]^{1/2.6} \quad (30)$$

donde C : distancia entre centros

$M_{g_4}$  : relación de transmisión

$N_w$  : rpm de entrada

$P_w$  : potencia de entrada

f : factor comparativo que es función de los materiales y del ángulo de hélice, para los cálculos se podrá tomar un valor

promedio de  $f = 1.2^{(8)}$ .

Reemplazando valores en la ecuación 30 :

$$C = 100 \left[ \frac{0.97(50 + 5)}{\sqrt{584} \times 1.2} \right]^{1/2.6}$$

$$C = 126.4 \text{ mm}$$

En la literatura de reductores de tornillo sin fin-rueda dentada es común encontrar distancias entre centros de valor nominal disponibles, en general, para todos los tipos y modelos de reductor, como se ve en la tabla 7.

Elegimos una distancia entre centros nominal de :

$$C = 6 \text{ pulg} = 152.4 \text{ mm}$$

**Diámetro de paso del tornillo sin fin ( $D_w$ )**

El diámetro de paso del tornillo sin fin es independiente de la relación de transmisión; conviene reducirlo al mínimo posible, porque en iguales condiciones de relación, tanto menor es dicho diámetro como tanto mayor es el ángulo de hélice y por consiguiente resulta mejor el rendimiento.

$$D_w = 0.681C^{0.875} \quad (31)$$

Reemplazando valores en la ecuación 31 :

$$D_w = 0.681 \times (152.4)^{0.875}$$

$$D_w = 55.4 \text{ mm}$$



Cabe mencionar que este valor trata de una simple o rientación de diseño y que otras muchas circunstancias obligan a montar en una caja de distancia entre ejes dada sin fines, cuyo diámetro de paso varía ampliamente (hasta en un  $\pm 10\%$ ) con respecto al que resulta de estas fórmulas.

### Diámetro de paso de la rueda dentada ( $D_g$ )

$$D_g = 2C - D_w \quad (32)$$

reemplazando valores en la ecuación 32 :

$$D_g = 2 \times 152.4 - 55.4$$

$$D_g = 249 \text{ mm}$$

Paso axial ( $p_x$ ) :

$$p_x = \frac{D_g \pi}{N_g} \quad (33)$$

$$p_x = \frac{249 \pi}{50}$$

$$p_x = 15.64 \text{ mm}$$

Para tener un valor normalizado de uso frecuente tomaremos como paso axial el valor de  $5/8$  pulg = 15.875 mm, luego haciendo la corrección necesaria, tenemos:

$$D_w = 58 \text{ mm}$$

$$D_g = 246.8 \text{ mm}$$

### Número de entradas del tornillo sin fin ( $i_w$ )

Tomaremos  $i_w = 1$ , aunque los tornillos de un solo filete no son comparativamente eficientes a causa del pequeño ángulo de avance ( $\lambda$ ), en consecuencia los tornillos de una entrada, no se usan, cuando el fin es transmitir potencia tan eficientemente como sea posible, pero, pueden emplearse cuando una gran reducción de velocidad es necesaria.

Como resulta evidente, el diseño geométrico de los engranajes de tornillo sin fin y como está indicado en la tabla 14, el ángulo de avance  $\lambda$  disminuye rápidamente al aumentar la relación de transmisión, - por consiguiente, según la fórmula :

$$\eta = \frac{t_g \lambda}{t_g (\lambda + \emptyset)}$$

el rendimiento va disminuyendo en el mismo sentido, pero la posición de la curva de  $\eta$  en función de la relación, depende del coeficiente  $f$  y éste de la velocidad lineal que, a su vez, es función de la velocidad angular, supuesta constante del diámetro sin fin. ( $\emptyset = t_g^{-1} f$  es el ángulo de fricción).

TABLA 14

$M_{g_4}$	8	10	15	20	25
$\lambda$	23° - 35°	19° - 27°	14° - 20°	11° - 15°	8° - 12°
$M_{g_4}$	30	40	50	60	80
$\lambda$	7° - 10°	5° - 8°	4° - 6°	4° - 5°	3° - 4°

De la tabla 14 tenemos que para  $M_{g_4} = 50$ , el ángulo de avance  $\lambda$  está comprendido entre 4° a 6°, tomaremos un  $\lambda = 5^\circ$ .

#### Angulo de presión normal ( $\phi_n$ )

A menudo los ángulos de presión  $\phi_n$  se fijan en concordancia con los ángulos de avance, en la tabla 15 se observa que dicho ángulo de presión aumenta para mayores ángulos de avance. Esto es para evitar la dificultad en el maquinado por la interferencia de la herramienta cortadora con los flancos del gusano.

#### Proporción de los dientes

No hay realmente estándares o proporciones que se acepten universalmente. Sin embargo, en la tabla 15 se indica una ayuda inicial para el diseñador.

TABLA 15

ITEM	SIMBOLO	ANGULO DE AVANCE $\lambda$			
		HASTA 30°	30° a 35° Incluido	35° a 40° Incluido	40° a 45°
ADDENDUM	a	0.3183P	0.2865P	0.2446P	0.2228P
DEDENDUM	d	0.3683P	0.3314P	0.2947P	0.2578P
ALT. TOTAL	h	0.6866P	0.6179P	0.5493P	0.4806P
ANGULO DE PRESION T NORMAL	$\phi_n$	20°	25°	25°	30°
% DE REDUCCION EN ALTURA		0%	10%	20%	30%

De la tabla 15 tenemos :

$$a = 0.3133 \text{ px} = 5.05 \text{ mm}$$

$$d = 0.3683 \text{ px} = 5.85 \text{ mm}$$

$$h = 0.6866 \text{ px} = 11 \text{ mm}$$

$$D_{ow} = D_w + 2(a) = 68 \text{ mm}$$

Ancho de la rueda (F) y ancho efectivo ( $F_e$ ).

A medida que el ancho de la rueda se hace más grande, la diferencia entre las cargas promedio y máxima sobre un diente se incrementa, como resultado de una distribución no uniforme de carga, lo cual debe evitarse.

El ancho de la rueda puede tomarse como :

$$F = 1.05 F_e \quad (34)$$

Donde  $F_e$  es el ancho efectivo que se usará para propósitos de cálculo y su valor resulta ser :

$$F_e = \sqrt{(D_{ow})^2 + (D_w)^2} \quad (35)$$

Reemplazando valores en las ecuaciones 34 y 35, se tiene :  $F_e = 35.5$  mm

$$F = 37 \quad \text{mm}$$

Diámetro de la garganta ( $D_t$ ) y diámetro exterior de la rueda ( $D_{og}$ )

$$D_t = D_g + 2a \quad (36)$$

$$D_{og} = D_t + (D_w - 2a) - \sqrt{(D_w - 22)^2 - (0.8F)^2} \quad (37)$$

Reemplazando valores en las ecuaciones 36 y 37 :

$$D_t = 256.9 \quad \text{mm}$$

$$D_{og} = 267 \quad \text{mm}$$

Longitud del gusano ( $L_w$ )

La longitud de la parte roscada del gusano, medida axialmente, puede dimensionarse con la ecuación :

$$L_w = \left(4.5 + \frac{N_g}{50}\right) \cdot p_x \quad (38)$$

$$L_w = 87 \quad \text{mm}$$

**Cálculo de la potencia nominal de entrada**

Nota: En la tabla 19 se ve la proyección de la rueda dentada y el tornillo sin fin.

Velocidad de deslizamiento ( $V_s$ )

$$V_s = \frac{\pi D_w N_w}{60,000 \cos \lambda} \quad (39)$$

Reemplazando valores en la ecuación 39 :

$$V_s = \frac{3.14 \times 58 \times 584}{60,000 \cos 5^\circ}$$

$$V_s = 1.78 \text{ m/seg}$$

Carga tangencial en el diente de la rueda dentada -

$$W_{tg} : W_{tg} = 1.3455 \times 10^{-3} K_s D_g^{0.8} F_e K_m K_v \quad (40)$$

donde

$K_s$  : factor del material. De la figura 1-177, para  $F_e = 35.5$  mm y rueda de bronce fundido en moldes de arena, se tiene :  $K_s = 700$

$K_m$  : factor de corrección por relación de transmisión. De la figura 2-177, para  $M_{g4} = 50$ , se tiene :  $K_m = 0.785$

$K_v$  : factor de velocidad. De la figura 3-178, para  $V_s = 1.78$  m/seg, se tiene :  $K_v = 0.443$

Reemplazando valores en la ecuación 40 :

$$W_{tg} = 1.3455 \times 10^{-3} \times 700 \times (246.8)^{0.8} \times 35.5 \times 0.785 \times 0.443$$

$$W_{tg} = 953.6 \text{ Kg}$$

Potencia en el eje de salida ( $P_o$ ) :

$$P_o = \frac{W_{tg} \times D_g \times N_w}{1.4324 \times 10^6 \times M_{g4}} \quad (41)$$

Reemplazando valores en la ecuación 41 :

$$P_o = \frac{953.6 \times 246.8 \times 584}{1.4324 \times 10^6 \times 50}$$

$$P_o = 1.92 \text{ CV}$$

Potencia perdida por fricción ( $P_f$ ) :

$$P_f = \frac{V_s \cdot W_f}{75} \quad (42)$$

Cálculo de la fuerza de fricción ( $W_f$ ):

$$W_f = \frac{f W_t \operatorname{tg} \lambda}{\cos \phi \cos \lambda - f \operatorname{sen} \lambda} \quad (43)$$

### Coeficiente de fricción

Hay un gran número de factores que influyen en el fenómeno de rozamiento, como forma de los dientes, acabado de las superficies, dureza de los materiales, calidad y temperatura del lubricante, etc.

De la figura 28, con  $V = 1.78 \text{ m/seg.}$  se tiene :

$$f = 0.03.$$

Reemplazando valores en las ecuaciones 42 y 43 :

$$W_f = \frac{0.03 \times 953.6}{\cos 20^\circ \cos 5^\circ - 0.03 \operatorname{sen} 5^\circ}$$

$$W_f = 30.6 \text{ Kg}$$

$$P_f = \frac{1.78 \times 30.6}{75}$$

$$P_f = 6.726 \text{ CV}$$

Pérdidas menores de potencia ( $P_r$ )

Se considera a las pérdidas producidas por fricción en los cojinetes y otros, se toma como el 2% de la potencia de salida y la potencia de fricción :

$$P_r = 0.02 (1.92 + 0.726)$$

$$P_r = 0.053 \text{ CV}$$

Potencia en el eje de entrada ( $P_i$ ) :

$$P_i = P_o + P_f + P_r \quad (44)$$

$$P_i = 2.69 \text{ CV}$$

Eficiencia de la transmisión ( $\eta$ )

$$\eta = \frac{P_o}{P_i} \quad (45)$$

$$\eta = 71\%$$

Una primera idea de la eficiencia puede tenerse mediante la aproximación:

$$E\% = \left(100 - \frac{M}{2}\right) \text{ y de la figura 29.}$$

### Consideraciones térmicas

Uno de los mayores problemas asociados con estas transmisiones es el calor generado durante la operación. Así la capacidad de transmisión de potencia puede quedar limitada a la habilidad de disipación



de calor según dimensiones, superficies, ambiente - circundante, gradiente de temperatura, etc.

Calor generado ( $Q_g$ )

El calor generado puede estimarse a partir de la eficiencia. Como la potencia friccional o potencia que se pierde es :  $P_i(1 - \eta)$ , se puede relacionar :

$$Q_g = \frac{33000P_i(1 - \eta) \times 60}{778} \quad (46)$$

$$Q_g = \frac{33000 \times 2.66 \times (1 - 0.71) \times 60}{778}$$

$$Q_g = 1963 \text{ Btu/hora}$$

Calor disipado ( $Q_d$ )

$$Q_d = 0.46A (T_2 - T_1) \quad (47)$$

donde  $A$  : área proyectada de la transmisión en - pulg<sup>2</sup>, esta área es igual al área proyectada de la rueda más el área proyectada del gusano.

$$A = \left( \frac{\pi D_g^2}{4} + D_w L_w \right) \quad (48)$$

$T_2$  : temperatura de la rueda en °F

$T_1$  : temperatura ambiente en °F

Reemplazando valores en la ecuación 48 :

$$A = \frac{\pi}{4} \left( \frac{246.8}{25.4} \right)^2 + \frac{58 \times 87}{25.4}$$

$$A = 82 \text{ pulg}^2$$

Ya que la mayoría de los lubricantes pierden sus propiedades a unos 200°F, la temperatura  $T_2$  puede limitarse a 180°F, si consideramos por otro lado, una temperatura ambiente  $T_1$  en el orden de 80°F, puede señalarse una gradiente  $\Delta T$  que no exceda de los 100°F

$$Q_d = 0.46 \times 82 \times 100$$

$$Q_d = 3772 \text{ Btu/hora}$$

Se tiene que el calor generado  $Q_g$  es menor que el calor disipado  $Q_d$ , lo que indica que no existe sobre calentamiento.

Por otra parte, durante el equilibrio térmico se tiene :

$$Q_d = Q_g$$

$$\Delta T = \frac{1963}{0.46 \times 82}$$

$$\Delta T = 52^\circ\text{F}$$

$\Delta T$  resultante es menor que 100°F, con referencia a una temperatura ambiente de 80°F, resultando satisfactorias las dimensiones de la transmisión por consideraciones de calor.

Potencia térmica ( $P_t$ )

$$P_t = \frac{Q_d}{75(1 - \eta)} \quad (49)$$

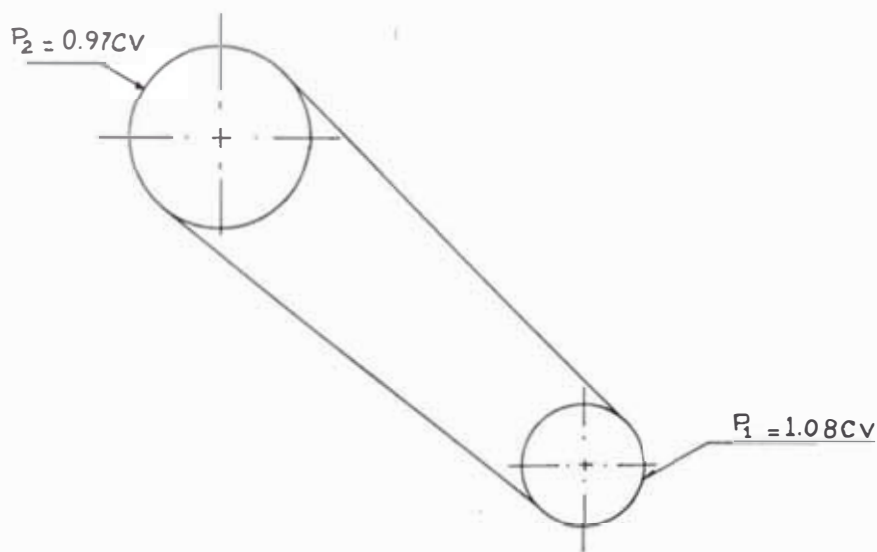
$$P_t = \frac{3.772(0.02988)}{75(1 - 0.71)}$$

$$P_t = 5.18 \text{ CV}$$

#### 4.5.5. Transmisión por fajas

El movimiento del motor se transmite al tornillo sin fin, mediante una faja en V, esta transmisión flexible tiene propiedades que son ventajosas, absorbe vibraciones y choques de los que tiende a transmitir, sólo un mínimo, al eje conectado, son silenciosos y cuando está correctamente conservada, puede ser proyectada para tener larga vida útil sin averías.

#### Cálculo de la potencia de diseño



$$P_d = P_1 \times f.s \quad (50)$$

donde  $P_1$  : potencia a transmitir

$f.s$  : factor de servicio correspondiente a un motor eléctrico de corriente alterna como máquina motriz, de torque de arranque normal y jaula de ardilla de la tabla 1-53 se tiene :  $f.s = 1.2$

Reemplazando valores en la ecuación 50 :

$$P_d = 1.08 \times 1.2$$

$$P_d = 1.296 \text{ CV}$$

### Selección de la sección de la faja

Utilizando la figura 1-56 y en base a la potencia - de diseño, a la velocidad del eje más rápido, se tiene que la faja pertenece a la sección A.

### Selección de los diámetros de paso de las poleas

Teniendo en cuenta los diámetros recomendados y el mínimo de la polea de menor diámetro de la tabla 3-50, escogemos los diámetros estándares de las poleas de la tabla 4-50 :

$$3 \text{ pulg} \leq d \leq 5 \text{ pulg}$$

Diámetros estándares :

D : diámetro de paso de la polea mayor = 9 pulg

d : diámetro de paso de la polea menor = 3 pulg

Longitud aproximada de la faja (L)

$$L \approx 2C + 1.65 (D + d) \quad (51)$$

Para la distancia entre centros (C) se puede elegir el mayor valor o igual a la siguiente expresión :

$$C \geq \frac{D + 3d}{2}$$

$$C > \frac{9 + 3(3)}{2}$$

$$C > 9$$

Reemplazando valores en la ecuación 51 :

$$L \approx 2(9) + 1.65(12)$$

$$L \approx 37.8 \text{ pulg}$$

Distancia correcta entre centros

$$L = 2C + \frac{\pi}{2} (D + d) + \frac{(D - d)^2}{4C} \quad (52)$$

Reemplazando valores :

$$37.8 = 2C + \frac{\pi}{2} (12) + \frac{(6)^2}{4C}$$

$$C = 9 \text{ pulg}$$

### Potencia que puede transmitir la faja de sección A

De la tabla 8-60 con las rpm del eje más rápido y el diámetro de la polea menor, tenemos la potencia por faja requerida igual a 1.47 HP.

### Potencia adicional por relación de transmisión

De la tabla 6-57 para sección A, relación de transmisión 3/1 y 1800 rpm, se tiene :

$$P_{\text{adicional}} = \frac{0.01618 \times 1800}{100}$$

$$P_{\text{adicional}} = 0.29 \text{ HP}$$

Potencia que puede transmitir la faja seleccionada para las condiciones dadas

$$P/\text{Faja} = \left[ (P/\text{Faja})_{\text{tabla}} + P_{\text{adicional}} \right] \times K_{\theta} \times K_L \quad (53)$$

donde :

$K_{\theta}$  : factor de corrección por ángulo de contacto, de la tabla 5-57 se tiene que para  $\frac{D-d}{C} = 0.66$ , le corresponde un  $K_{\theta} = 0.898$  (interpolando).

$K_L$  : factor de corrección por longitud de faja, de la tabla 7-58, para  $L = 37.3$ , se tiene:  $K_L = 0.87$  y faja N° A36

Reemplazando en la ecuación 53 :

$$P/\text{Faja} = \left[ 1.47 + 0.29 \right] \times 0.898 \times 0.87$$

$$P/\text{Faja} = 1.37 \text{ HP}$$

Número de fajas (N)

$$N = \frac{P_d}{P/\text{Faja}} \quad (54)$$

$$N = \frac{1.278}{1.37} = 0.93$$

$$N = 1 \text{ faja}$$

Entonces utilizaremos una faja A36 con poleas de 9 y 3 pulgadas de diámetro.

#### 4.5.6. Cálculo de ejes

Para una mejor comprensión, los cálculos de los ejes se harán siguiendo el orden establecido, es decir, ejes del tren 1, 2, 3 y eje de la rueda dentada-tornillo sin fin.

Para el cálculo de estos ejes utilizaremos la ecuación recomendada por la ASME (American Society of Mechanical Engineers), la misma que se basa en la resistencia del material controlado por la teoría de corte máximo. Esta ecuación debe ser aplicada a ejes fabricados de materiales dúctiles, que es precisamente nuestro caso.

El cálculo se hará, primero por resistencia y luego por deflexión, como notaremos en todos los casos el cálculo por deflexión predomina sobre el de resistencia.

La distancia entre cojinetes, que se ha considerado, son los que se mantienen en el diseño de la estructura de apoyo, y si hubiese alguna pequeña variación, no afectaría en lo mínimo en los resultados obtenidos en el cálculo.

Según la ASME :

$$d^3 = \frac{16}{\pi \times S_s} \sqrt{\left( K_m \times M + \frac{\alpha \times F_a \times d^2}{8} \right)^2 + (K_t \times T)^2} \quad (55)$$

siendo  $d$  : diámetro del eje en la sección considerada

$S_{s_d}$  : máximo esfuerzo permisible al corte

$K_m$  : factor de carga del momento flector

$K_t$  : factor de carga del momento torsor

$M$  : momento de flexión

$T$  : momento de torsión

$F_a$  : carga axial

$\alpha$  : factor de carga axial

donde :

$$\alpha = \frac{1}{1 - 0.0044 \left(\frac{L}{K}\right)} \quad \text{para } (L/K) \leq 115$$

$$\alpha = \frac{S_y}{\eta \cdot \pi^2 \cdot E} \left(\frac{L}{K}\right)^2 \quad \text{para } (L/K) \geq 115$$

$\eta$  : factor que depende de los apoyos del eje

$K$  : radio de giro,  $K = \sqrt{I/A}$

$A$  : área del eje en la sección considerada

$I$  : momento de inercia

$S_y$  : esfuerzo de fluencia

$L$  : distancia entre apoyos

Cálculo del diámetro del eje del tambor lateral (tren 1)

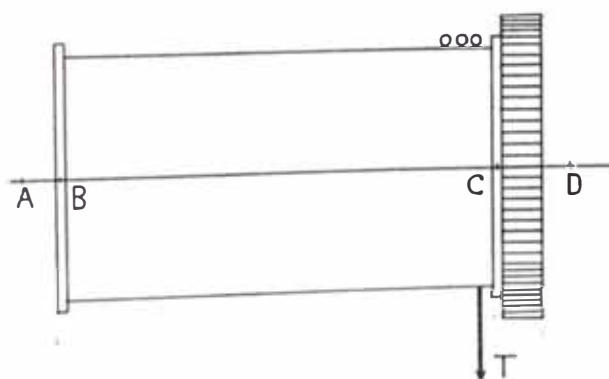


Figura 30



Torque debido a la acción mecánica de elevar la com  
puerta (Torq)

$$\text{Torq} = \frac{T \times D_t}{2}$$

$$T = 2092 \text{ Kg} = 4602.4 \text{ lbs}$$

$$D_t = 16.875 \text{ pulg}$$

$$\text{Torq} = 38832.7$$

Fuerza tangencial en el engranaje ( $F_{tg}$ )

$$F_{tg} = \frac{2 \text{ Torq}}{D_g}$$

$$F_{tg} = \frac{2 \times 38832.7}{24.25}$$

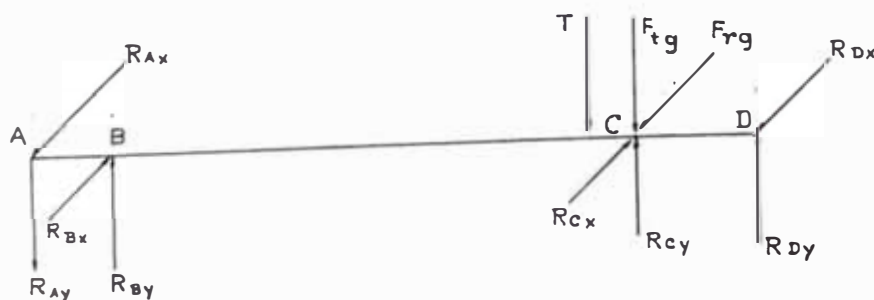
$$F_{tg} = 3202.7 \text{ lbs}$$

Fuerza radial en el engranaje ( $F_{rg}$ )

$$F_{rg} = F_{tg} \times \text{tg } 20^\circ$$

$$F_{rg} = 3202.7 \times \text{tg } 20^\circ$$

$$F_{rg} = 1165.7 \text{ lbs}$$



Plano vertical :

$$R_{BY} + R_{CY} = 7805 \text{ lbs} ; \Sigma M_C = 0$$

$$R_{BY} = \frac{4602.4 \times 3.56}{6.75}$$

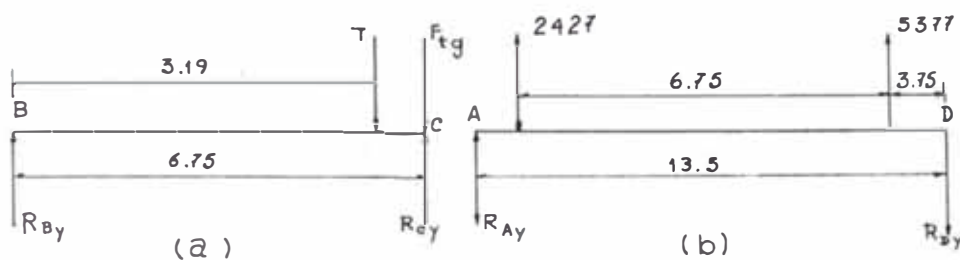


Figura 31

$$R_{BY} = 2427.3 \text{ lbs} ; R_{CY} = 5377.7 \text{ lbs}$$

$$F_{AY} = R_{DY} = 7805 \text{ lbs} ; \Sigma M_D = 0$$

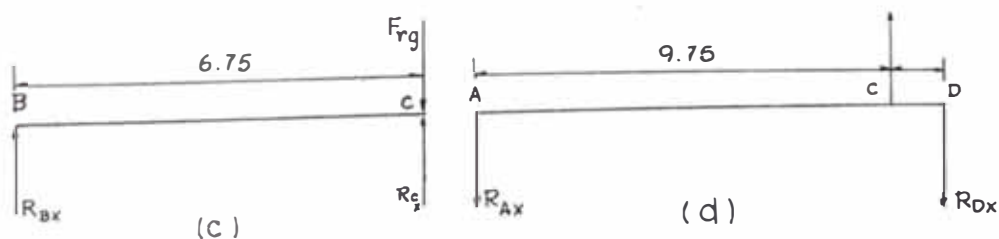
$$R_{AY} = \frac{2427.3 \times 10.5 + 5377.8 \times 3.75}{13.5}$$

$$R_{AY} = 3,381.7 \text{ lbs} ; R_{DY} = 4,423.3 \text{ lbs}$$

Plano horizontal :

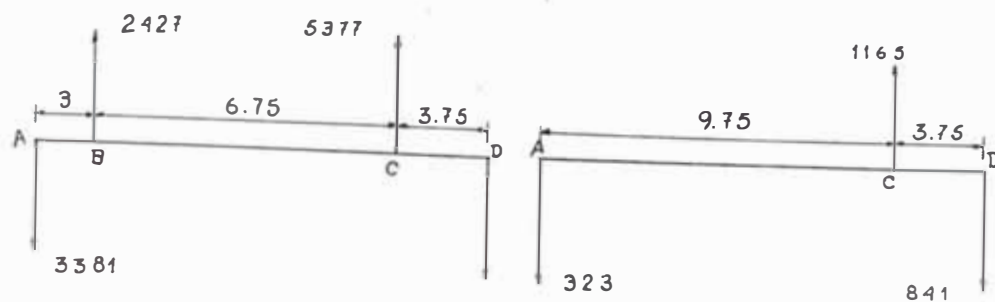
$$R_{BX} = 0 ; R_{CX} = 1165.7 \text{ lbs} ; R_{AX} + R_{DX} = 1165.7 \text{ lbs}$$

$$\Sigma M_D = 0$$



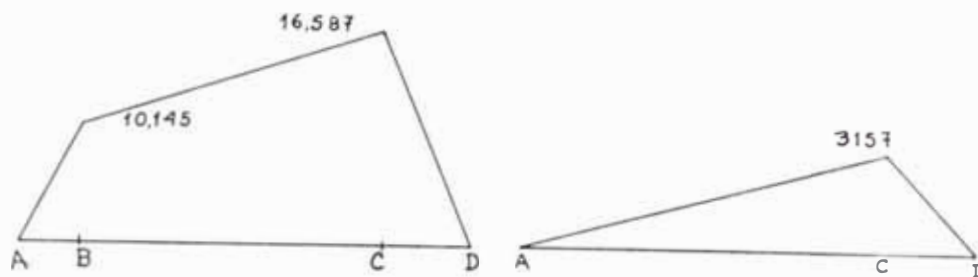
$$R_{AX} = \frac{1165.7 \times 3.75}{13.5} ; R_{AX} = 323.8 \text{ lbs} ; R_{DX} = 841.9 \text{ lbs}$$

**Diagrama de momentos :**



Plano vertical

Plano horizontal



Figuras 32 y 33

Del cálculo por resistencia observamos en los diagramas de momentos, que la sección correspondiente al punto C, es la crítica, lo cual era de esperarse porque en esta sección está ubicada el engranaje y hay canal chavetero.

**Momento resultante ( $M_R$ ) :**

$$M_R = \sqrt{M_{xx}^2 + M_{yy}^2}$$

$$M_R = \left[ (16587)^2 + (3157)^2 \right]^{1/2}$$

$$M_R = 16,884.8 \text{ lbs-pulg}$$

**Diámetro del eje :**

$$d^3 = \frac{16}{\pi S_{s_d}} \sqrt{\left( K_m \times M + \frac{\alpha \times F_a \times d^2}{8} \right)^2 + (K_t \times T)^2}$$

Se tiene :

$$F_a = 0$$

$$\text{Torq} = 38,832.7 \text{ lbs-pulg}$$

$$K_t = 1 \quad \text{para carga constante}$$

$$K_m = 1.5 \quad \text{para carga constante}$$

$$M = 16,884.8 \text{ lbs-pulg}$$

$$S_{s_d} = 0.35 \text{ o } S_{s_d} = 0.18 S_u$$

Para acero SAE 1045, tenemos :

$$\text{Esfuerzo de fluencia : } S_y = 54000 \text{ Psi}$$

$$\text{Esfuerzo de rotura : } S_u = 121000 \text{ Psi}$$

$$\text{entonces: } S_{s_d} = 16200 \text{ Psi o } S_{s_d} = 21780 \text{ Psi}$$

como el eje lleva canal chavetero, el código de la ASME, indica que los esfuerzos de trabajo del material, deberán disminuir en un 25%.

Se acostumbra a tomar el menor valor de  $S_{s_d}$  :

$$S_{s_d} = 0.75 \times 16200$$

$$S_{s_d} = 12,150 \text{ P}_s$$

reemplazando valores en la ecuación 55 :

$$d^3 = \frac{16}{12,150 \times 3.14} \sqrt{(1.5 \times 16,884.8)^2 + (38,832.7)^2}$$

$$d = 2.7 \text{ pulg.}$$

### Cálculo por deflexión

Para efectuar este cálculo, debe determinarse la deflexión del eje, tanto en el sentido vertical como en el sentido horizontal, para obtener la deflexión total, la que aparece en función del diámetro del eje por calcular y la deflexión permisible que para estos casos se recomienda.

La deflexión producida por la acción de una carga concentrada sobre una viga simplemente apoyada, como en el caso de nuestros ejes, se puede calcular mediante la siguiente ecuación :

$$y = \frac{F b^2 a^2}{3 E I L} \quad (56)$$

donde  $F$  : carga actuante

$b$  : distancia de la carga hacia el apoyo más distante

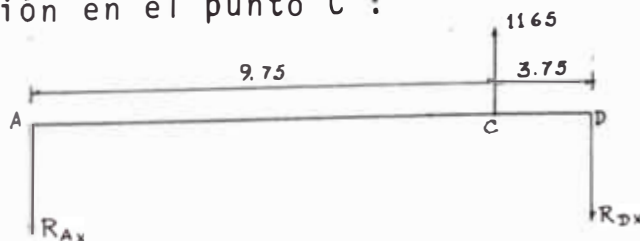
$a$  : distancia de la carga hacia el apoyo más cercano

$E$  : módulo de elasticidad igual a  $30 \times 10^6$  lbs/pulg<sup>2</sup>

$I$  : momento de inercia de la sección igual a  $\frac{d^4}{64}$

Deflexión en el sentido horizontal

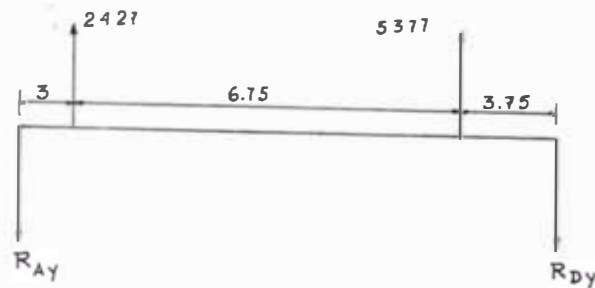
Deflexión en el punto C :



$$Y_{x_c} = \frac{1165.7 \times (9.75)^2 \times (3.75)^2 \times 64}{3 \times 30 \times 10^6 \times 3.14d^4 \times 13.5}$$

$$Y_{x_c} = \frac{0.026}{d^4}$$

Deflexión en el sentido vertical :



Como existen dos cargas, las deflexiones se calculan suponiendo primero, que actúa una de ellas y después que actúa la otra solamente.

Carga actuando sólo en B

a) Deflexión en el punto B :

$$Y_{y_{B_B}} = \frac{F b^2 a^2}{3 E I L}$$

$$Y_{y_{B_B}} = \frac{2427.3 \times (10.5)^2 \times (3)^2 \times 64}{3 \times 30 \times 10^6 \times 3.14d^4 \times 13.5}$$

$$Y_{y_{B_B}} = \frac{0.040}{d^4}$$

b) Deflexión en el punto C :

$$Y_{y_{B_C}} = \frac{F_b}{6 E I L} (L^2 - b^2 - x^2)$$

$$y_{y_{B_C}} = \frac{2427 \times 3 \times 3.75 \times 64 \times (13.5^2 - 3^2 - 3.75^2)}{6 \times 30 \times 10^6 \times 3.14d^4 \times 13.5}$$

$$y_{y_{B_C}} = \frac{0.0365}{d^4}$$

Carga actuando sólo en C

a) Deflexión en el punto C :

$$y_{y_{C_C}} = \frac{5377.8 \times (9.75)^2 \times (3.75)^2 \times 64}{3 \times 30 \times 10^6 \times 3.14d^4 \times 13.5}$$

$$y_{y_{C_C}} = \frac{0.12}{d^4}$$

b) Deflexión en el punto B :

$$y_{y_{C_B}} = \frac{5377.8 \times (3.75) \times 3 \times 64 \times (13.5^2 - 3^2 - 3.75)}{6 \times 30 \times 10^6 \times 13.5 \times 3.14d^4}$$

$$y_{y_{C_B}} = \frac{0.080}{d^4}$$

Para mayor claridad se indica en forma tabulada las deflexiones en el sentido vertical y horizontal.

En las deflexiones totales, en cada punto, se ha considerado, tanto en el plano vertical como horizontal, la siguiente nomenclatura:

Deflexiones hacia abajo (-)

Deflexiones hacia arriba (+)

CARGA	D E F L E X I O N			
	VERTICAL		HORIZONTAL	
	B	C	B	C
B	$\frac{0.04}{d^4}$	$\frac{0.036}{d^4}$		
C	$\frac{0.08}{d^4}$	$\frac{0.12}{d^4}$		$\frac{0.026}{d^4}$
TOTAL	$\frac{0.12}{d^4}$	$\frac{0.156}{d^4}$		$\frac{0.026}{d^4}$

Observamos que la mayor deflexión resultante se en cuenta en el punto "C" y será igual a :

$$Y_c = \frac{1}{d^4} \sqrt{(0.156)^2 + (0.026)^2}$$

$$Y = \frac{0.158}{d^4}$$

Deflexión máxima permisible :

$$Y_{\text{máx}} = \frac{0.005}{F}$$

Para ejes que portan engranajes, siendo :

F = ancho del flanco del diente del engranaje, en nuestro caso : F = 3 pulg.

Entonces :

$$Y_{\text{máx}} = \frac{0.005}{3 \text{ pulg}}$$

$$Y_{\text{máx}} = 0.00166$$

La deflexión no debe sobrepasar este valor, luego se



tiene :

$$0.00166 = \frac{0.158}{d^4}$$

$$d = 3.1 \text{ pulg}$$

### Deflexión angular por torsión

La deflexión angular para servicio ordinario no debe ser mayor que 6 minutos o 1 décimo de grado por pie de longitud, se obtiene mediante la siguiente fórmula :

$$\theta = \frac{T L}{E J} \quad (57)$$

donde :

T : torque máximo ..... lbs-pulg

L : longitud del eje ..... pies

$\theta$  : ángulo que se deflexiona ..... radianes

J : momento de inercia polar igual

$$a \frac{\pi d^4}{32} \dots\dots\dots \text{pulg}^4$$

E : módulo de elasticidad al corte . Psi

$$\theta = \frac{38,832.7 \times 13.5 \times 32}{12 \times 10^6 \times \pi \times (3.1)^4 \times 12}$$

$$\theta = 0.0004 \text{ radianes}$$

valor menor que el permitido ( $\theta_{adm} = 0.0175 \text{ rad}$ ), lo cual indica que nuestro diámetro calculado es correcto.

Cálculo del diámetro eje piñón lateral

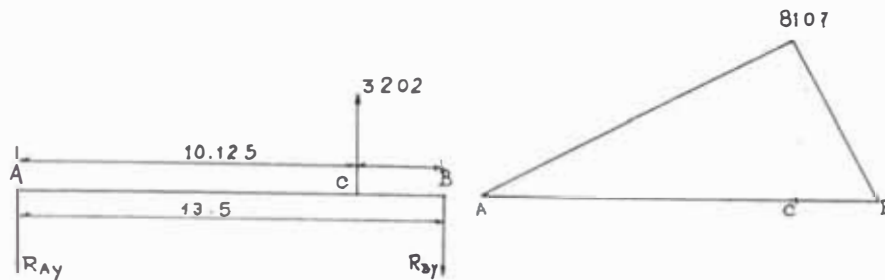
Cálculo por resistencia

### Cálculo de apoyos en el eje y-y

$$F_{tg} = \frac{38,832.7 \times 2}{24.25} \quad F_{tg} = 3202.6 \text{ lbs}$$

$$F_{rp} = 1165.6 \text{ lbs}$$

$\Sigma$  Momentos en A



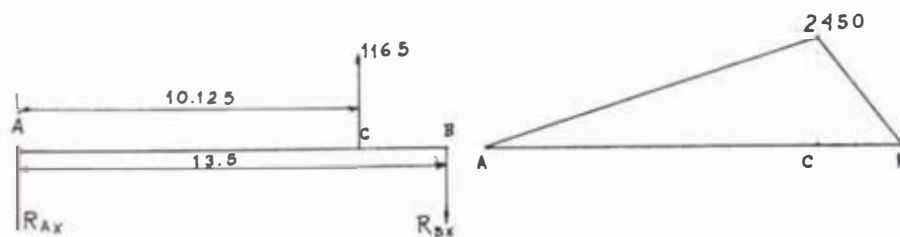
Figuras 34 y 35

$$R_{By} = \frac{3202}{13.5} \times 10.125 \quad R_{By} = 2401 \text{ lbs} \quad R_{Ay} = 800 \text{ lbs}$$

### Cálculo de apoyos en el eje x-x

$\Sigma$  Momentos en A

$$R_{Bx} = \frac{1165.6}{13.5} \times 10.125 \quad R_{Bx} = 874.2 \text{ lbs} \quad R_{Ax} = 291.4 \text{ lbs}$$



Figuras 36 y 37

De los diagramas se observa que la sección crítica

es :

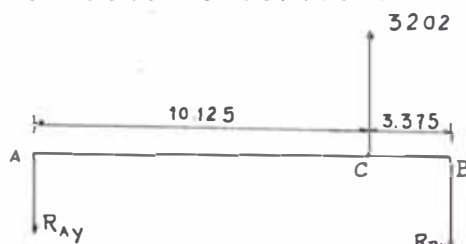
$$M_R = \sqrt{M_{xx}^2 + M_{yy}^2}$$

$$d^3 = \frac{16}{12,150 \times \pi} \sqrt{(1.5 \times 8627)^2 + (11599.2)^2}$$

$$d^3 = 7.3 \text{ pulg} \quad ; \quad d = 2 \text{ pulg}$$

### Cálculo por deflexión

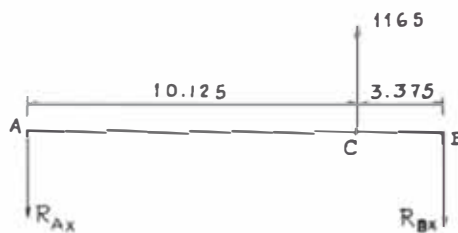
Deflexión en el sentido vertical :



$$Y_{yc} = \frac{3202.6 \times (10.125)^2 \times (3.375)^2 \times 64}{3 \times 30 \times 10^6 \times 13.5 \times 3.14 \times d^4}$$

$$Y_{yc} = \frac{0.063}{d^4}$$

Deflexión en el sentido horizontal :



$$Y_{xc} = \frac{1165.6 (10.125)^2 \times (3.375)^2 \times 64}{3 \times 30 \times 10^6 \times 13.5 \times 3.14 \times d^4}$$

$$Y_{xc} = \frac{0.023}{d^4}$$

$$Y_c = \frac{1}{d^4} \sqrt{0.063^2 + 0.023^2}$$

$$Y_c = \frac{0.067}{d^4}$$

$$Y_{adm} = 0.0016$$

$$0.0016 = \frac{0.067}{d^4}$$

$$d = 2.52 \text{ pulg}$$

### Deflexión angular por torsión

$$\theta = \frac{T \times J}{E \cdot J}$$

$$\theta = \frac{11,599 \times 13.5 \times 32}{12 \times 10^6 \times \pi (2.52)^4 \times 12}$$

$$\theta = 0.00026 \text{ radianes}$$

$$\theta = 0.00026 < Q_{adm} = 0.0175 \text{ radianes}$$

### Cálculo del diámetro del eje del engranaje, tren 2

#### Cálculo por resistencia

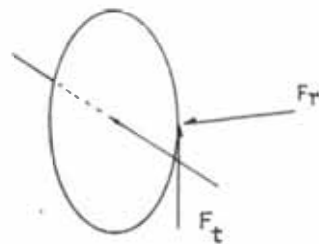
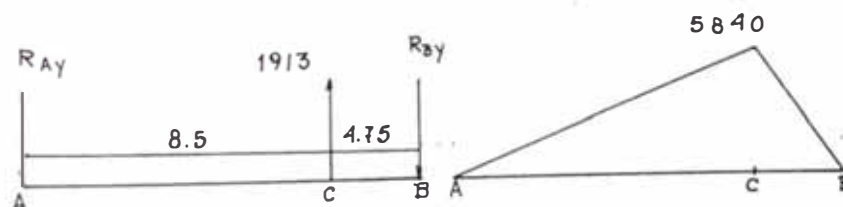


Figura 38

#### Cálculo de apoyos en el eje y-y

El torque en el eje será dos veces el torque lateral :  $T = 2(11599.2)$        $T = 23198.4 \text{ lbs-pulg}$



Figuras 39 y 40

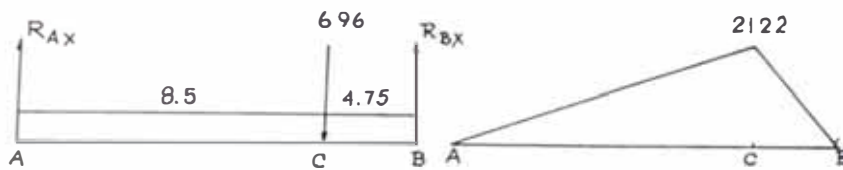
Diagramas de cargas y momentos

### Fuerza tangencial que actúa en el engranaje

$$F_{tg} = \frac{T}{D/2} = \frac{2(23198.4)}{24.25} \quad F_{tg} = 1913.3 \text{ lbs}$$

$$F_{rg} = 1913.3 \operatorname{tg} 20^\circ \quad F_{rg} = 696.4 \text{ lbs}$$

$$R_{AY} + R_{BY} = 1913.3$$



Figuras 41 y 42

$\Sigma$  Momentos en A

$$R_{BY} = \frac{1913.3 \times 8.5}{13.25} \quad R_{BY} = 1227.4 \text{ lbs}$$

$$R_{BY} = 685.9 \text{ lbs}$$

### Cálculo de apoyos en el eje x-x

$$R_{Ax} + R_{Bx} = 696.4 \text{ lbs} \quad R_{Bx} = \frac{696.4 \times 8.5}{13.25}$$

$$R_{Bx} = 446.7 \text{ lbs} \quad R_{Ax} = 249.7 \text{ lbs}$$

De los diagramas de momentos se observa que la sección crítica se encuentra en C :

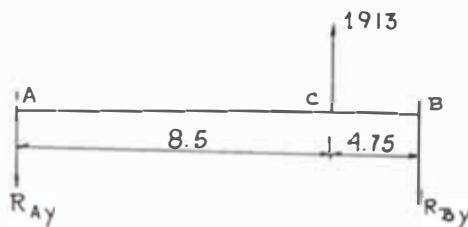
$$M_R = \sqrt{M_{xx}^2 + M_{yy}^2} \quad M_R = 6204.3 \text{ lbs-pulg}$$

$$d^3 = \frac{16}{\pi \times 12,150} \sqrt{(6204.3 \times 1.5)^2 + (23198.4)^2}$$

$$d = 2.2''$$

### Cálculo por deflexión

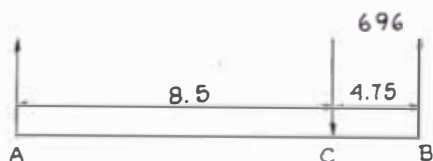
Deflexión en el sentido vertical :



$$Y_{yc} = \frac{1913.3 \times (8.5)^2 \times (4.75)^2 \times 64}{3 \times 30 \times 10^6 \times 13.25 \times 3.14 d^4}$$

$$Y_{yc} = \frac{0.053}{d^4}$$

Deflexión en el sentido horizontal :



$$Y_{xc} = \frac{696.4 \times (8.5)^2 \times (4.75)^2 \times 64}{3 \times 30 \times 10^6 \times 13.25 \times 3.14 d^4}$$

$$Y_{xc} = \frac{0.019}{d^4}$$

$$Y_c = \frac{1}{d^4} \times 0.053^2 + 0.019^2 \quad Y_c = \frac{0.056}{d^4}$$

$$Y_{adm} = \frac{0.005}{2.5} \quad Y_{adm} = 0.002$$

$$0.002 = \frac{0.056}{d^4} \quad d = 2.3 \text{ pulg}$$

Deflexión angular por torsión

$$\theta = \frac{23198.4 \times 13.25 \times 32}{12 \times 10^6 \times \pi \times (2.3)^4 \times 12}$$

$$\theta = 0.00077 \text{ radianes}$$

valor que es menor que el permitido, lo cual indica que nuestro diámetro es correcto.

**Diámetro eje del piñón, tren N° 2**

**Diagramas de cargas eje y-y**

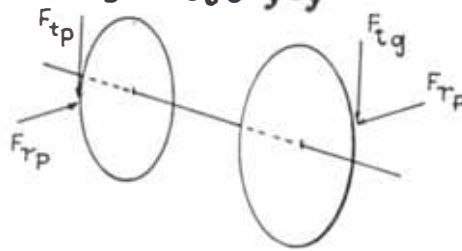


Figura 43

**Cálculo de apoyos en el eje y-y**

Fuerza tangencial en el piñón  $F_{tp} = 1913.3 \text{ lbs}$

$$F_{rp} = 694.4 \text{ lbs} \quad T = 1913.3 \times \frac{7.244}{2}$$

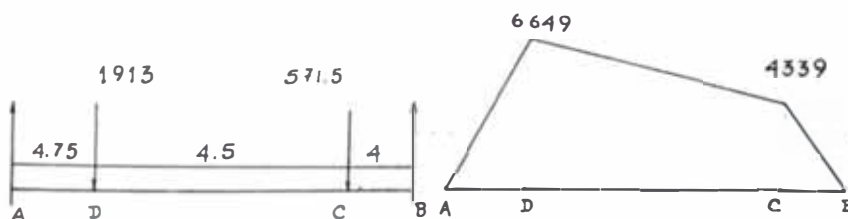
$$T = 6929.9 \text{ lbs-pulg}$$

Fuerza tangencial en el engranaje  $F_{tg}$

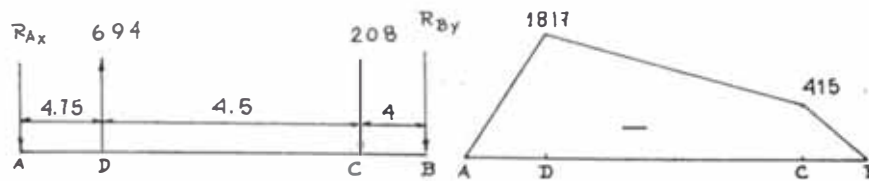
$$F_{tg} = \frac{2T}{D_g} \quad F_{tg} = \frac{2 \times 6929.9}{24.25}$$

$$F_{tg} = 571.5 \text{ lbs} \quad F_{rg} = 208 \text{ lbs}$$

$$R_{AY} + R_{BY} = 571.5 + 1913.3$$



Figuras 44 y 45



Figuras 46 y 47

### Cálculo de apoyos en el eje x-x

$\Sigma$  Momentos en A

$$R_{B_x} = \frac{694.4 \times 4.75 - 208 \times 9.25}{13.25}$$

$$R_{B_x} = 103.7 \text{ lbs} ; R_{A_x} = 382.7 \text{ lbs}$$

Del diagrama de momentos observamos que la sección D es la crítica :

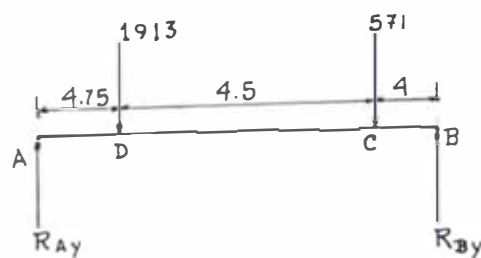
$$M_R = 6893.5 \text{ lbs-pulg}$$

$$T = 6929.9 \text{ lbs-pulg}$$

$$d = 1.73''$$

### Cálculo por deflexión

Deflexión en el sentido vertical





a) Carga actuando sólo en D

Deflexión en el punto D

$$Y_{y_{DD}} = \frac{1913.3 \times (4.75)^2 \times (8.5)^2 \times 64}{3 \times 30 \times 10^6 \times 13.25 \times 3.14 \times d^4}$$

$$Y_{y_{DD}} = \frac{0.053}{d^4}$$

Deflexión en el punto C

$$Y_{y_{DC}} = \frac{1913.3 \times 4.75 \times 4 \times 64 \times (13.25^2 - 4.75^2 - 4^2)}{6 \times 30 \times 10^6 \times 3.14 \times 13.25 \times d^4}$$

$$Y_{y_{DC}} = \frac{0.042}{d^4}$$

b) Carga actuando sólo en C

Deflexión en el punto C

$$Y_{y_{CC}} = \frac{571.5 \times (4)^2 \times (9.25)^2 \times 64}{90 \times 10^6 \times 13.25 \times 3.14 \times d^4}$$

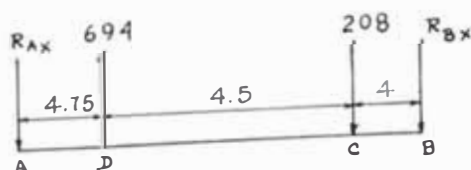
$$Y_{y_{CC}} = \frac{0.013}{d^4}$$

Deflexión en el punto D

$$Y_{y_{CD}} = \frac{571.5 \times 4.75 \times 4 \times 64 \times (13.25^2 - 4.75^2 - 4^2)}{6 \times 30 \times 10^6 \times 3.14 \times 13.25 \times d^4}$$

$$Y_{y_{CD}} = \frac{0.013}{d^4}$$

Deflexión en el sentido horizontal



**a) Carga actuando sólo en D**

Deflexión en el punto D

$$Y_{x_{DD}} = \frac{694.4 \times (4.75)^2 \times (8.5)^2 \times 64}{3 \times 30 \times 10^6 \times 3.14 \times 13.25 d^4}$$

$$Y_{x_{DD}} = \frac{0.019}{d^4}$$

Deflexión en el punto C

$$Y_{x_{DC}} = \frac{694 \times 4.75 \times 4 \times 64 (13.25^2 - 4.75^2 - 4^2)}{6 \times 30 \times 10^6 \times 3.14 \times 13.25 d^4}$$

$$Y_{x_{DC}} = \frac{0.015}{d^4}$$

**b) Carga actuando sólo en C**

Deflexión en el punto C

$$Y_{x_{CC}} = \frac{208 \times 4^2 \times (9.25)^2 \times 64}{3 \times 30 \times 10^6 \times 3.14 \times 13.25 d^4}$$

$$Y_{x_{CC}} = \frac{0.0048}{d^4}$$

Deflexión en el punto D

$$Y_{x_{CD}} = \frac{208 \times 4.75 \times 4 \times 64 (13.25^2 - 4.75^2 - 4^2)}{6 \times 30 \times 10^6 \times 3.14 \times 13.25 d^4}$$

$$Y_{x_{CD}} = \frac{0.0046}{d^4}$$

CARGA	D E F L E X I O N			
	VERTICAL		HORIZONTAL	
	D	C	D	C
D	$-\frac{0.053}{d^4}$	$-\frac{0.042}{d^4}$	$\frac{0.019}{d^4}$	$-\frac{0.015}{d^4}$
C	$-\frac{0.013}{d^4}$	$-\frac{0.013}{d^4}$	$\frac{0.0048}{d^4}$	$-\frac{0.0048}{d^4}$
TOTAL	$-\frac{0.066}{d^4}$	$\frac{0.055}{d^4}$	$\frac{0.0236}{d^4}$	$-\frac{0.0198}{d^4}$

Observamos que la mayor deflexión resultante se encuentra en el punto D y será igual a :

$$Y_D = \frac{1}{d^4} \sqrt{(0.0666)^2 + (0.0236)^2}$$

$$Y_D = \frac{0.069}{d^4} \quad Y_{adm} = 0.002$$

$$0.002 = \frac{0.069}{d^4} \quad d = 2.4 \text{ pulg}$$

Deflexión por torsión

$$\theta = \frac{6929.9 \times 13.25 \times 32}{12 \times 10^6 \times \pi \times 12 \times 33}$$

$$\theta = 0.000196$$

valor que es menor que el permitido, lo cual nos dice que nuestro diámetro es correcto.

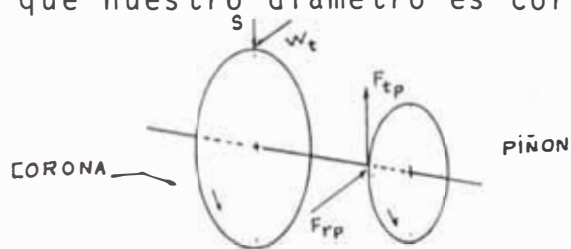


Figura 48

Cálculo del diámetro del eje, tren 3

Cálculo por resistencia

$$\text{Torq} = F_{tp} \times \frac{D}{2} \quad \text{Torq} = 571.5 \times \frac{7.244}{2}$$

$$\text{Torq} = 2069.97 \text{ lbs-pulg}$$

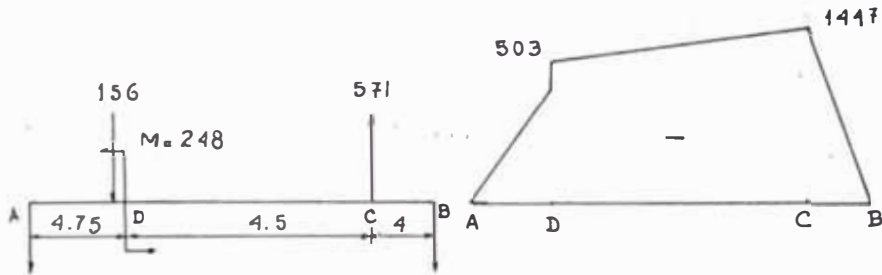
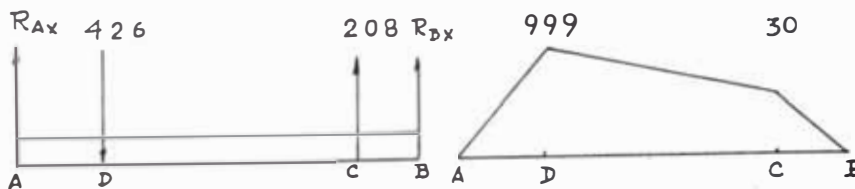


Figura 49 y 50

Carga tangencial en la corona  $W_{tg}$

$$W_{tg} = \frac{\text{Torq} \times 2}{D} \quad W_{tg} = \frac{2069.97 \times 2}{9.7165}$$

$$W_{tg} = 426 \text{ lbs}$$



Figuras 51 y 52

Carga axial en la corona y para el gusano viene a ser una carga tangencial :

$$P = W (\text{Cos} \phi_n \cdot \text{Sen} \lambda + f \text{Cos} \lambda)$$

donde: 
$$W = \frac{W_{tg}}{(\text{Cos} \phi_n \text{Cos} \lambda - f \text{Sen} \lambda)}$$

$$W = \frac{426}{(\text{Cos} 20^\circ \text{Cos} 5^\circ - 0.03 \text{Sen} 5^\circ)} \quad W = 456 \text{ lbs}$$

Entonces se tiene :

$$P = 51 \text{ lbs}$$

Cálculo de la fuerza  $S$  que tiende a separar el gusano de la rueda y se debe al ángulo de presión :

$$S = W \text{ Sen } 20^\circ$$

$$S = 156 \text{ lbs}$$

Reacción e los apoyos  $R_{A_Y}$ ,  $R_{B_Y}$

$\Sigma$  Momentos en A

$$R_{B_Y} = \frac{571.5 \times 9.25 - 156 \times 4.75 + 248}{13.25}$$

$$R_{B_Y} = 361.8 \text{ lbs} \quad ; \quad R_{A_Y} = 53.7 \text{ lbs}$$

$$M = P \times \frac{D}{2} \quad M = 248 \text{ lbs-pulg}$$

Reacción en los apoyos  $R_{A_X}$ ,  $R_{B_X}$

$$R_{B_X} = \frac{208 \times 9.25 + 426 \times 4.75}{13.25}$$

$$R_{B_X} = 7.5 \text{ lbs} \quad R_{A_X} = 210.5 \text{ lbs}$$

Del diagrama observamos la sección D, como punto crítico, lo cual se verifica en el cálculo por deflexión, luego el momento resultante será :

$$M_R = \sqrt{(999.9)^2 + (503)^2}$$

$$M_R = 1119 \text{ lbs-pulg}$$

$$d^3 = \frac{16}{\pi S_{sd}} \sqrt{\left(K_m M + \frac{\alpha \cdot P_d}{8}\right)^2 + (K_t T)^2}$$

$K_m$  : 1.5 para carga constante

$K_t$  : 1 para carga constante

De los cálculos se observa que la carga axial  $P$  es muy pequeña, por lo tanto lo despreciamos, compensándolo con el incremento del diámetro en el diseño.

$$d^3 = \frac{16}{12150 \times \pi} \sqrt{(1.5 \times 1119)^2 + (1 \times 2069.9)^2}$$

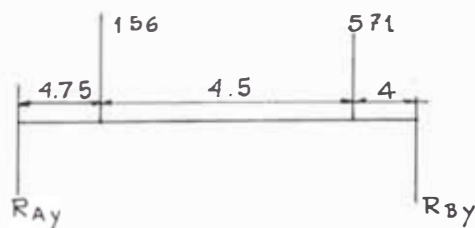
$$d = 1.1 \text{ pulg}$$

### Cálculo por deflexión

#### Sentido vertical

a) Carga actuando sólo en D

Deflexión en el punto D



$$Y_{yDD} = \frac{156 \times (4.75)^2 \times (8.5)^2 \times 64}{3 \times 30 \times 10^6 \times 13.25 \times 3.14 d^4}$$

$$Y_{yDD} = \frac{0.0043}{d^3}$$

Deflexión en el punto C

$$Y_{yDC} = \frac{156 \times 4 \times 4.75 \times 64 (13.25^2 - 4.75 - 4^2)}{6 \times 30 \times 10^6 \times 3.14 \times 13.25 d^4}$$

$$Y_{y_{DC}} = \frac{0.0035}{d^4}$$

b) Cargas actuando sólo en C

Deflexión en el punto C

$$Y_{y_{CC}} = \frac{571 \times (4)^2 \times (9.25)^2 \times 64}{90 \times 10^6 \times 3.14 \times 13.25 \times d^4}$$

$$Y_{y_{CC}} = \frac{0.013}{d^4}$$

Deflexión en el punto D

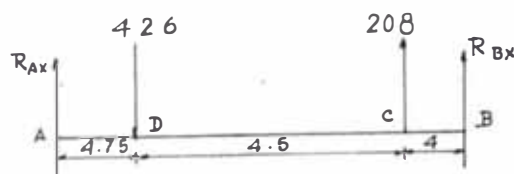
$$Y_{y_{CD}} = \frac{571 \times 4 \times 4.75 \times 64 (13.25^2 - 4.75 - 4^2)}{6 \times 30 \times 10^6 \times 3.14 \times 13.25 \times d^4}$$

$$Y_{y_{CD}} = \frac{0.013}{d^4}$$

Deflexión en el sentido horizontal

a) Carga actuando sólo en D

Deflexión en el punto D



$$Y_{x_{DD}} = \frac{426 \times (4.75)^2 \times (8.5)^2 \times (64)}{90 \times 10^6 \times 3.14 \times 13.25}$$

$$Y_{x_{DD}} = \frac{0.012}{d^4}$$

Deflexión en el punto C

$$Y_{x_{DC}} = \frac{426 \times 4.75 \times 4 \times 64 (13.25^2 - 4.75^2 - 4^2)}{6 \times 30 \times 10^6 \times 3.14 \times 13.25 d^4}$$

$$Y_{x_{DC}} = \frac{0.0095}{d^4}$$

b) Carga actuando sólo en C

Deflexión en el punto C

$$Y_{x_{CC}} = \frac{208 \times (9.25)^2 \times 4^2 \times 64}{90 \times 10^6 \times 3.14 \times 13.25}$$

$$Y_{x_{CC}} = \frac{0.0048}{d^4}$$

Deflexión en el punto D

$$Y_{x_{CD}} = \frac{208 \times 4.75 \times 4 \times 64 (13.25^2 - 4.75^2 - 4^2)}{6 \times 30 \times 10^6 \times 3.14 \times 13.25 d^4}$$

$$Y_{x_{CD}} = \frac{0.0046}{d^4}$$

CARGA	D E F L E X I O N			
	VERTICAL		HORIZONTAL	
	D	C	D	C
C	$-\frac{0.0043}{d^4}$	$\frac{0.0035}{d^4}$	$-\frac{0.012}{d^4}$	$\frac{0.0095}{d^4}$
C	$-\frac{0.013}{d^4}$	$\frac{0.013}{d^4}$	$-\frac{0.0046}{d^4}$	$\frac{0.0048}{d^4}$
TOTAL	$-\frac{0.0173}{d^4}$	$\frac{0.0165}{d^4}$	$-\frac{0.0166}{d^4}$	$\frac{0.0143}{d^4}$

De este cuadro observamos que el punto D es el crítico y la deflexión resultante será :



$$Y_D = \frac{1}{d^4} \sqrt{(0.0173)^2 + (0.0166)^2}$$

$$Y_D = \frac{0.024}{d^4} \quad Y_{adm} = \frac{0.005}{1.45}$$

$$Y_{adm} = 0.003 \quad 0.003 = \frac{0.024}{d^4} \quad d = 1.68 \text{ pulg}$$

Para el diseño tomaremos el diámetro del eje igual a 2 pulgadas.

#### 4.5.7. Selección de rodamientos para el tornillo sin fin

Se empleará rodamientos rígidos con una hilera de bolas, éstos soportan cargas radial y axial, que en nuestro caso son pequeñas, nuestro objetivo es reducir velocidad.

Normalmente se seleccionan este tipo de rodamientos por ser económicos.

Cálculo de las fuerzas que se producen en los apoyos sin fin.

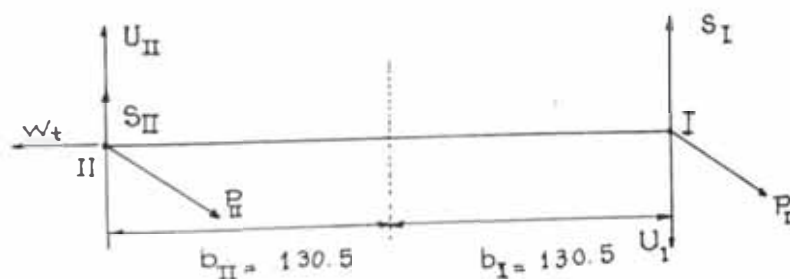


Figura 53

$$P_I = \frac{P \times b_2}{(b_1 + b_2)} = \frac{23.2 \times 130.5}{261} = 11.5, \text{ producida por } P$$

$$S_I = \frac{S \times b_2}{(b_1 + b_2)} = \frac{70.2 \times 130.5}{261} = 35.3, \text{ producida por } S$$

$$U_I = \frac{W_t \times D_w / 2}{(b_1 + b_2)} = \frac{193.6 \times 29}{261} = 21.5, \text{ producida por: } W_t$$

$$P_{II} = \frac{P \times b_1}{(b_1 + b_2)} = \frac{23.2 \times 130.5}{261} = 11.5, \text{ producida por } P$$

$$S_{II} = \frac{S \times b_1}{(b_1 + b_2)} = \frac{70.9 \times 130.5}{261} = 35.3, \text{ producida por } S$$

$U_{II} = U_I$  y además una carga axial  $W_t$  en el apoyo II

**Fuerza radial total :**

$$F_{rI} = \sqrt{(P_I)^2 + (S_I - U_I)^2}$$

$$F_{rI} = \sqrt{(11.5)^2 + (35.3 - 21.5)^2}$$

$$F_{rI} = 18 \text{ Kg}$$

$$F_{rII} = \sqrt{(P_{II})^2 + (S_{II} + U_{II})^2}$$

$$F_{rII} = \sqrt{(11.5)^2 + (35.3 + 21.5)^2}$$

$$F_{rII} = 58 \text{ Kg}$$

$$F_a = W_t = 193.6 \text{ Kg}$$

De estas dos cargas radiales actuantes en I y II se elige el mayor valor, entonces :

$$F_r = 58 \text{ Kg}$$

$$F_a = 193.6 \text{ Kg}$$

Cálculo de la relación  $F_a/F_r$  :

$$\frac{F_a}{F_r} = 0.299$$

Carga equivalente (P) :

$$P = x.F_r + y.F_2 \quad (58)$$

donde :  $F_r$  = carga radial constante real

$F_2$  = carga axial constante real

x = coeficiente radial del rodamiento

y = coeficiente axial del rodamiento

Si consideramos que  $F_a/F_r > e$  y si asumimos  $x = 0.56$  y  $y = 1.6$ , se tendrá que :

$$P = 0.56 \times 58 + 1.6 \times 193.6$$

$$P = 342 \text{ Kg}$$

Duración del rodamiento expresado en millones de revoluciones (L) :

$$L = \frac{60 \times n \times L_n}{10^6} \quad (59)$$

$$L = \frac{60 \times 548 \times 10000}{10^6}$$

$$L = 350$$

Capacidad dinámica del rodamiento (C) :

$$\frac{C}{P} = L^{1/P}$$

para rodamiento rígido de bolas  $p = 3$

$$\frac{C}{p} = (350)^{1/3} = 7$$

capacidad de base requerida

$$C = (342) \times 7$$

$$C = 2394$$

De tablas de rodamientos :

Rod N°	C	C <sub>0</sub>	F <sub>a</sub> /C <sub>0</sub>	e	X	Y
6207	2600	1760	0.113	0.31	0.56	1.4

Recalculando la carga equivalente y la capacidad de base dinámica requerida para el rodamiento N° 6207

$$P = 0.56 \times 58 + 1.4 \times 193.6$$

$$P = 303.5$$

$$C = 303.5 \times 7$$

$$C = 2124.6 < 2394 \text{ Kg, es correcto}$$

Cálculo del diámetro mínimo  $d_{\min}$  en el fondo del filete.

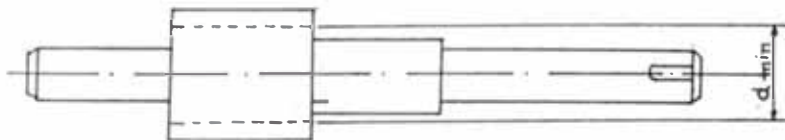


Figura 54

$$d_{\min} = \frac{1}{10} \sqrt[4]{\frac{M_t l^3}{r_w^2} \sqrt{\left[ \frac{\text{tg } \lambda}{\text{tg } (\lambda + \emptyset)} \right]^2 + 1}} \quad (60)$$

donde  $M_t$  : momento torsor en el árbol del sin fin

$$M_t = W_t \times \frac{D_w}{2}$$

$$M_t = 193.6 \text{ Kg} \times \frac{58}{2} \text{ mm}$$

$$M_t = 561 \text{ Kg} \times \text{cm}$$

$l$  : distancia entre apoyos del árbol sin fin  
igual a 261 mm

$r_w$  : diámetro de paso del sin fin igual a 29  
mm

$\lambda$  : ángulo de avance igual a  $5^\circ$

$\phi$  : ángulo que es función del coeficiente de  
rozamiento, frecuentemente se utiliza :

$$f = \text{tg } \phi$$

La relación  $\frac{\text{tg } \lambda}{\text{tg } (\lambda + \phi)}$  viene a ser el rendimiento que se encuentra por comparación en la fuerza tangencial de un engranaje sin fricción y la fuerza tangencial de un engranaje real.

Reemplazando en la ecuación :

$$d_{\min} = \frac{1}{10} \sqrt{\frac{561 \times 26.1}{(2.9)^2} \sqrt{(0.71)^2 + 1}}$$

$$d_{\min} = 3.47 \text{ cm}$$

#### 4.5.8. Cálculo de chavetas

La práctica usual consiste en elegir una chaveta, cuyo tamaño sea un cuarto del diámetro del eje. En tonces se ajusta la longitud de la pieza, según la longitud del cubo de la pieza montada y la resistencia requerida, la longitud del cubo de un engranaje, generalmente es mayor que el diámetro del eje para que haya estabilidad, por lo general el material es de dureza superior a la de los elementos que unen.

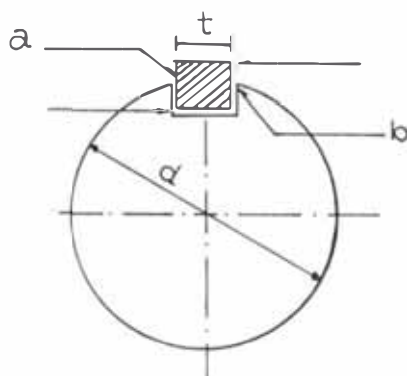


Figura 55

#### Chaveta eje tren lateral

Para las chavetas se ha tomado acero SAE 1045, cuyo límite de fluencia es  $S_y = 56000$  Psi, de dimensiones  $3/4 \times 3/4 \times 4$  pulgadas.

De la figura 55, la fuerza  $F$  en la superficie del eje es :

$$F = \frac{2T}{d} \quad (61) \quad F = \frac{2 \times 38,832 \text{ lbs-pulg}}{3.25 \text{ pulg}}$$

$$F = 23896 \text{ lbs}$$

La falla por corte a través del área ab origina un esfuerzo :

$$\tau = \frac{F}{t \times l} \quad (62)$$

$$\tau = \frac{23896 \text{ lbs}}{3/4 \times 4 \text{ pulg}^2} \quad \tau = 7965 \text{ Psi}$$

Según el máximo esfuerzo cortante, la resistencia de fluencia al corte es  $S_{sy} = 0.5 S_y = 28000 \text{ Psi}$ , - tomando el factor de seguridad  $n = 2$ , se tiene :

$$\sigma_{adm} = 28000/2 \quad ; \quad \sigma_{adm} = 14,000$$

luego tenemos que :  $\tau = 7,965 \text{ Psi} < \sigma_{adm} = 14,000 \text{ Psi}$ . La resistencia al aplastamiento se determina - en un área igual a la mitad de la carga de la cuña.

$$\sigma_a = \frac{F}{t \cdot l/2} \quad (63)$$

$$\sigma_a = \frac{2 \times 23896 \text{ lbs}}{3/4 \times 4 \text{ pulg}^2} \quad \sigma_a = 15930 \text{ Psi}$$

Se tiene  $S_a = S_y = 56000 \text{ Psi}$

$$\text{Factor de seguridad } n = \frac{56000}{15930} \quad n = 3.5$$

lo cual indica que la chaveta seleccionada es correcta.

### Chaveta eje central, tren 2

Considerando chaveta  $5/8 \times 5/8 \times 3.1/8$  pulgadas

$$F = \frac{2 \times 23198}{2.5}$$

$$F = 18558 \text{ lbs} \quad ; \quad \tau = \frac{18558 \text{ lbs}}{5/8 \times 3.1/8 \text{ pulg}^2}$$

$$\tau = 9502 \text{ Psi}$$

Se tiene  $\tau = 9,502 \text{ Psi} < \sigma_{adm} = 14,000$

$$\sigma_a = \frac{F}{t \times 1/2} \quad \sigma_a = \frac{1855.8 \times 2 \text{ lbs}}{5/8 \times 3.1/8 \text{ pulg}^2}$$

$$\sigma_a = 19000 \text{ Psi} \quad \eta = \frac{56000}{19000} = 3$$

Para eje tren # 4, consideramos las chavetas  $1/2 \times 1/2 \times 3.1/8$  donde va el piñón y  $1/2 \times 1/2 \times 2$  pulg. donde va la corona, no se les ha chequeado porque satisfacen ampliamente

#### 4.5.9. Cálculo de los cojinetes de fricción

En los aparatos de elevación se utilizan cojinetes lisos y cojinetes de rodamientos a bolas o rodillos, según las condiciones locales y el tipo de aparato y frecuentemente se encuentran ambos cojinetes. Los cojinetes lisos o los de fricción empleados corrientemente en las máquinas de elevación son más simples y menos caras que los rodamientos, pero el consumo de energía y lubricante es muy elevado. Para calcular estos cojinetes, se procede partiendo de la relación de dimensiones de los cojinetes que existen en la construcción de máquinas  $b/d = (0.6 \dots 1.5)^{(9)}$ . La práctica común es emplear una relación  $b/d$ , aproximadamente igual a la unidad.



Los cojinetes corrientes para los aparatos de elevación han sido normalizados por las DIN 505 y 506, - se refieren a los soportes para cojinetes con dos o cuatro pernos de sujeción y desmontables que permiten un fácil montaje del árbol con los engranajes, etc, enchavetados al mismo.

El uso de cojinetes montados sobre soportes de cuatro tornillos, se limita a las aplicaciones que han de soportar grandes empujes (engranajes cónicos), - para nuestro mecanismo utilizaremos cojinetes montados, mediante dos tornillos de fijación, porque las cargas no son tan grandes. Tabla 16<sup>(10)</sup>

### **Cojinetes del tambor de izaje**

Considerando :  $\frac{b}{d} = 1$

donde b: ancho del cojinete = 3 pulg

d: diámetro del eje = 3 pulg

#### **a) Fuerza máxima en los cojinetes**

Las fuerzas resultantes en los apoyos  $F_A$  y  $F_D$  se calculan partiendo de las componentes horizontal y vertical.

$$F_A = \sqrt{(R_{A_X})^2 + (R_{A_Y})^2}$$

$$F_A = \sqrt{(3.381)^2 + (323.8)^2}$$

$$F_A = 3,397 \text{ lbs}$$

DIAMETRO DEL ARBOL D		PALIER		PLACA DE ASIEN TO			TORNILLOS	
A	B	h	L	a	b	c	d	m
con cojinetes	sin cojinetes	Altura	Longitud	Longitud	Anchura	Espesor	Intereje	Rosca
25	35	50	60	180	45	25	140	1/2"
40	30							
35	45	60	70	210	50	30	160	5/8"
40	50							
45	55	70	80	240	55		180	
50	60					35		3/8"
55	(65)	80	90	270	60		210	
60	70							
(65)	75	90	100	300	70		240	
70	80							
(75)	--	100	100	330	80	45	270	7/8"
80	--							
90	--	100	120	360	90		300	
100	--	110	120	400	100	50	330	1"
110	--							
(120)	--	120	140	440	100	55	360	1 1/8"
125	--							
(130)	--	130	160	470	100	60	390	1 1/4"
140	--							
(150)	--							

Las cotas no mencionadas se dejan a la libre elección del constructor.  
Las cotas entre paréntesis se deben evitar, dentro de lo posible.

PALIER CON FIJACION MEDIANTE DOS TORNILLOS

TABLA 16

$$F_D = \sqrt{(R_{D_X})^2 + (R_{D_Y})^2}$$

$$F_D = \sqrt{(4,423.2)^2 + (841.9)^2}$$

$$F_D = 4,502.7 \text{ lbs}$$

Puesto que ambos cojinetes son del mismo tipo hay que efectuar un cálculo con la fuerza máxima :

$$F = 4,502.7 \text{ lbs}$$

b) Velocidad de deslizamiento  $V$  y presión superficial,  $p$ . Se tiene :

$$V = \pi d n \quad (64)$$

$$V = 3.14 \times 0.0762 \text{ m} \times 0.312 \text{ rpm} \times \left(\frac{1 \text{ m}}{60 \text{ seg}}\right)$$

$$V = 0.0012 \text{ m/seg}$$

$$V = 0.0012 \frac{\text{m}}{\text{seg}} < V_{\text{adm}} = \frac{1 \text{ m}}{\text{seg}} \quad (11)$$

$$p = \frac{F}{d \times b}$$

$$p = \frac{20027.8 \text{ N}_{ew}}{(76.2)^2 \text{ mm}^2}$$

$$p = 3.5 \frac{\text{N}_{ew}}{\text{mm}^2}$$

Este valor de  $p = 3.5 \frac{\text{N}_{ew}}{\text{mm}^2}$  está por debajo de la pre

sión superficial admisible,  $p_{\text{adm}} = 5 \frac{\text{N}_{ew}}{\text{mm}^2}$  para coji-  
netes de bronce lubricados con grasa. (12)

c) Potencia de rozamiento :  $P_R$

$$P_R = F \times V \times \mu \quad (65)$$

donde  $\mu$  : coeficiente de rozamiento de los cojinetes de bronce, con grasa consistente es:  
 $\mu = 0.08^{(13)}$  aproximadamente.

$$P_R = 20027.8 N_{ew} \times 0.0012 \text{ m/seg} \times 0.08$$

$$P_R = 1.92 \text{ W}$$

d) Temperatura de trabajo  $t$  :

$$\Delta t = \frac{P_R}{C A_g} \quad (66)$$

donde  $\Delta t$  : incremento de temperatura del cojinete

$P_R$  : potencia de rozamiento

$A_g$  : superficie total emisora de calor de la carcasa del cojinete

$C$  : coeficiente de transmisión de calor :

$C = 25 \text{ W/K.m}^2$  para servicio intermitente

$$A_g = 35d \times b + 15d^2 \quad (67)$$

$$A_g = 35 \times (0.0762)^2 + 15(0.0762)^2$$

$$A_g = 0.29 \text{ m}^2$$

$$\Delta t = \frac{1.92 \text{ W}}{25 \text{ W/K.m}^2 \times 0.29 \text{ m}^2}$$

$$\Delta t = 0.26$$

Considerando una temperatura ambiente  $t_0 = 20^\circ\text{C}$ , la temperatura de trabajo del cojinete más cargado se

$$\begin{aligned} \text{rá : } t &= t_0 + \Delta t \\ t &= 20.26 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Cojinete del eje piñón lateral (tren 1)

Considerando :

$$\frac{b}{d} = \frac{3}{2.5}$$

$$b/d = 1.2$$

a) Fuerza máxima en los cojinetes :

$$F_A = \sqrt{(800.7)^2 + (291.4)^2}$$

$$F_A = 852 \text{ lbs}$$

$$F_B = \sqrt{(2401)^2 + (874.2)^2}$$

$$F_B = 2555 \text{ lbs}$$

b) Velocidad de deslizamiento  $V$  y presión superficial

$$P \cdot V = 3.14 \times 0.0635 \times (1.04/60)$$

$$V = 0.0034 \text{ m/seg} < V_{adm}$$

$$P = \frac{11366 N_{ew}}{63.5 \times 76.2}$$

$$p = 2.3 N_{ew}/mm^2 < p_{adm}$$

c) Potencia de rozamiento  $P_R$  :

$$P_R = 11366 N_{ew} \times 0.0034 \text{ m/seg} \times 0.08$$

$$P_R = 3 \text{ W}$$

d) Temperatura de trabajo  $t$  :

$$\Delta t = \frac{3 \text{ W}}{25 \text{ W/K.m}^2 \times 0.23 \text{ m}^2}$$

$$\Delta t = 0.5$$

$$t = 20.5^\circ\text{C}$$

Cojinetes del eje tren 2 y 3

Para estos cojinetes, como tenemos igual diámetro y tomando la misma relación  $b/d = 1.2$ , el cálculo es el mismo que el cojinete del eje piñón lateral, por otra parte, tenemos que las cargas resultantes son menores.

Cojinete del eje rueda dentada (tren 4)

Considerando :  $\frac{b}{d} = \frac{3}{2} = 1.5$

a) Fuerza máxima en los cojinetes

$$F = 361.8 \text{ lbs}$$

b) Velocidad de deslizamiento  $V$  y presión superficial  $p$ .

$$V = 3.14 \times 0.0508 \times (11/60)$$

$$V = 0.03 \text{ m/seg} < V_{adm}$$

$$p = \frac{1609.5 \text{ N}_{ew}}{76.2 \times 50.8 \text{ mm}^2}$$

$$p = 0.4 \text{ N}_{ew}/\text{mm}^2 < p_{adm}$$

c) Potencia de rozamiento  $P_R$  :

$$P_R = 1609.5 \text{ N}_{ew} \times 0.03 \text{ m/seg} \times 0.08$$

$$P_R = 3.86 \text{ W}$$

d) Temperatura de trabajo  $t$  :

$$\Delta t = \frac{3.86 \text{ W}}{25 \text{ W/K.m}^2 \times 0.17 \text{ m}^2}$$

$$\Delta t = 0.9$$

$$t = 20.9^\circ\text{C}$$

#### 4.5.10. Espesor del tambor de izaje

Considerando al tambor de arrollamiento como un cilindro de pared delgada. Fig 56.

Sabemos que :

$$\sigma = \frac{p \cdot r}{t} \quad (68)$$

$$T = \sigma \times A_{\text{cable}} \quad A_{\text{cable}} = b \cdot t$$

$$\frac{p \cdot r}{t} = \frac{F}{bt} \quad ; \quad p = \frac{T}{r \cdot b} \quad (69)$$

donde	$\sigma$ : esfuerzo de tensión o compresión	$\frac{\text{lbs}}{\text{pulg}^2}$
	$p$ : presión radial uniforme (interna o externa) .....	$\frac{\text{lbs}}{\text{pulg}^2}$
	$b$ : diámetro del cable .....	pulg
	$r$ : radio medio de la espira del cable sobre el tambor .....	pulg
	$T$ : tensión del cable .....	lbs

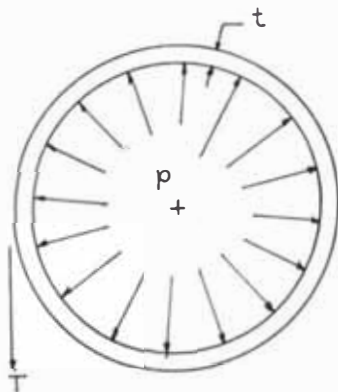


Figura 56

Reemplazando :

$$p = \frac{2092 \times 2.2 \text{ lbs}}{8.75 \text{ pulg} \times 0.625 \text{ pulg}}$$

$$p = 842 \text{ lbs/pulg}^2$$

$$p = 59.3 \text{ Kg/cm}^2$$

Espesor de plancha (t) :

$$t = 0.012 \times R \sqrt[3]{P_{cr}} \quad (70)$$

donde R = radio exterior del tambor en cm

$P_{cr}$  = presión crítica externa en  $\text{Kg/cm}^2$  a la cual se podría deformar la plancha, se recomienda tomar  $P_{cr} = 2.5 p$ , siempre y cuando, no sobrepase el valor del esfuerzo de fluencia del material, en consecuencia :

$$P_{cr} = 2.5 \times 59.3 = 148 \text{ Kg/cm}^2$$

$$t = 0.012 \times 21.43 \times \sqrt[3]{148}$$

$$t = 1.36 \text{ cm}$$

$$t = 1/2 \text{ pulg}$$

La plancha utilizada para la fabricación del tambor, corresponde a ASTM A7, cuyo punto de fluencia es :  $2100 \text{ Kg/cm}^2 > 148 \text{ Kg/cm}^2$ , lo cual indica que el cálculo es correcto.

#### 4.5.11. Dimensionamiento del tambor de izaje

La longitud del cable a enrollar será la longi -



tud del recorrido de la compuerta en el momento de izaje  $\overline{MN} = S = 4.2 \text{ m}$

Número de vueltas (N) :

$$DN_1 = S$$

$$N_1 = \frac{4.2}{\pi \times 0.4286}$$

$$N_1 = 3.2 \text{ vueltas}$$

Daremos dos vueltas para amarrar el cable  $N_2 = 2$

$$N_{\text{total}} = N_1 + N_2$$

$$N_{\text{total}} = 6 \text{ vueltas}$$

Ancho del tambor (A) :

$$A = d \times N_{\text{total}}$$

$$A = 5/8 \times 6$$

$$A = 3.75$$

Tomaremos :  $A = 4 \frac{1}{2}$  pulg

#### 4.5.12. Cálculo del tubo de empalme

La transmisión de los torques laterales al reductor central se hará mediante eje hueco, el empleo de árboles huecos, no solamente reduce el peso para una resistencia dada, sino que aumenta la seguridad de transmisión, debido a no tener metal en la parte central.

El empalme se hará con tubo de 3 pulgadas de diáme-

tro nominal SCHEDULE 40, según la fórmula de la ASME

$$S_{sd} = \frac{16}{d_o^3 (1 - K^4)} \sqrt{K_m \cdot M + \alpha \frac{F_a d_o}{8} \cdot (1 - K^2)^2 + (K_t \cdot T)^2}$$

donde : el factor de carga axial ( $\alpha = 0$ ) no existe.

Factor de carga de momento flector ( $K_m = 0$ )

el árbol transmite únicamente momento de torsión.

Factor de carga por torsión ( $K_t = 1$ ), depen

diendo del tipo de carga, en nuestro caso

constante, se tiene entonces :

$$S_{sd} = \frac{16 T}{d_o^3 (1 - K)^4}$$

$$1 - K^4 = 1 - \left(\frac{d_i}{d_o}\right)^4$$

$$1 - K^4 = 1 - \left(\frac{3.068}{3.5}\right)^4$$

$$1 - K^4 = 0.41$$

Para tubo de 3 pulg SCH40, tenemos diámetro exterior

$d_o = 3.5$ , diámetro interior  $d_i = 3.068$ , el torque a

transmitir será  $T = 11599.2$ , reemplazando tenemos :

$$S_{sd} = \frac{16 \times 11599.2}{3.14 \times (3.5)^3 \times (0.41)}$$

$$S_{sd} = 3362 \text{ Psi}$$

### **Cálculo del diámetro de los pernos de amarre del engranaje con el tambor**

El número de pernos será de  $6 = N$

El diámetro de la circunferencia de los agujeros será de  $548 \text{ mm} = D$

El torque a transmitir por el engranaje es :

$$\text{Torq} = 38832.7 \text{ lbs-pulg}$$

### **Ajuste de los pernos**

Una persona puede realizar aproximadamente una fuerza de  $80 \text{ lbs}$ , asumiendo que el brazo de palanca sobre el perno es de  $15 \text{ pulgadas}$ .

$$T_i = 80 \times 15 = 1200 \text{ lbs} \times \text{pulg}$$

La fuerza de ajuste que actúa sobre el perno será :

$$F_i = \frac{T_i}{0.2 \times d_1}$$

Sea el diámetro del perno de  $5/8$  :

$$F_i = \frac{1200}{0.2 \times 5/8} = 9600 \text{ lbs (tensión)}$$

La fuerza de corte será :

$$F_c = \frac{2T}{D \times N}$$

$$F_c = \frac{2 \times 38832.7}{21.57 \times 6}$$

$$F_c = 600 \text{ lbs/perno}$$

Area del vástago de cada perno :

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

$$A = \frac{\pi \times (5/8)^2}{4} = 0.3067 \text{ pulg}^2$$

Esfuerzo en el perno (S) :

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

$$D = \frac{6000}{0.3067}$$

$$S = 19563 \text{ Psi}$$

Factor de seguridad :

$$f.s = \frac{S_y}{S}$$

donde  $S_y$  : límite de fluencia para aceros comerciales = 30,000 Psi

$$f.s = \frac{30,000}{19563}$$

$$f.s = 1.53$$

Luego usaremos 6 pernos de 5/8" de diámetro.

En la práctica se colocó 6 pasadores de 5/8" de diámetro x 3 1/2 de longitud, de material SAE 1045, cuyo  $S_y = 55,000$  Psi

Este tipo de ensamble se caracteriza por cargar los pernos de la unión en grupo, puestos en agujeros sin holgura, con fuerzas transversales que proporcionan los esfuerzos cortantes en las secciones respectivas.

## **CUBIERTA DEL MECANISMO**

La cubierta del mecanismo servirá de protección a los engranajes, ejes, chumaceras de las condiciones meteorológicas del lugar, también servirá para evitar un eventual accidente de las personas encargadas de la operación.

Se ha hecho una plancha de 1/16" de espesor, está conformada de tapas empernadas entre sí, por pernos de 1/4 de diámetro por 3/4 de longitud. Esta cubierta es muy manipulable en caso de mantenimiento.

## **ESTRUCTURA DE LA BASE**

La estructura donde va montada el mecanismo, está compuesta de vigas de 4" x 1.3/4" x 5/16" como base y soporte vertical y como largueros ) 3" x 3" x 1/4" éstos irán soldados.

## **LUBRICACION**

Debido a las bajas velocidades de nuestro sistema, la lubricación se hará mediante grasa, como se sabe esto es con la finalidad de disminuir las pérdidas por rozamiento, eliminar o reducir el desgaste de las superficies rozantes, derivar el calor, así como proteger las piezas contra la corrosión.

Se utilizará una grasa Shell-Alvania T que es el resultado de una mezcla de un jabón o base de hidro -

xiestearato de litio-calcio con aceites minerales - de alto índice de viscosidad y aditivos antioxidantes, anticorrosivos, antidesgaste y mejoradores de la estabilidad mecánica.

#### PINTURA

Se aplicará a todas las partes exteriores como sigue :

- a) se limpiará perfectamente la parte que se va a pintar.
- b) se dará una mano de pintura a base de óxido de plomo grafitado.
- c) se dará dos manos con pintura de aluminio.

Las partes interiores no maquinadas se protegerán - con una mano de pintura de óxido de plomo.

(1),(2),(3),(4) y (5) según "Saltos de agua y presas de embalse", Tomo I por José L. Gómez Navarro, páginas 351, 361, 364 y 365.

(6) según "Aparatos de elevación y transporte", Tomo I, - por Hor Hellmut Ernst, pagina 23.

(7) según "Catálogo Holroyd", reductores de velocidad tipo sin fin, página 5.

(8) según "Proyecto de Máquinas", por Pablo Tedeschi, Tomo I, página 257.

(9),(11),(12),(13) según "Problemas de elementos de máquinas", por K.H. Decker y Kabus, páginas 206 y 214.

(10) según "Aparatos de elevación y transporte", Tomo I, por Ernst Hellmut, página 90.

PROYECCION DE LA RUEDA DENTADA - PIÑON - TREN LATERAL

MATERIAL: HIERRO FUNDIDO AGMA - GRADO 40

$D_g = 616$ mm	Esesor de la pared del cubo W	$D_p = 184$ mm
$Z_g = 77$	$W = 0.4d + 10$ mm	$Z_p = 23$
$F = 76.2$ mm	$W = 40$ mm	$F = 76.2$ mm
$m = 8$	Esesor de la corona (g)	$m = 8$
$P_c = 25.133$ mm	$g = 1.6$ a $1.8$ m	
$P = 23.617$	$g = 14$ mm (parte no dentada)	
$a = 8$ mm	Número de brazos	
$b = 10$ mm	Para $D_g < 2,500$ mm	
$h_t = 18$ mm	$N = 5$ ó $6$	$N = 6$
Dimensiones del cubo	Ancho de los brazos q	
Longitud del cubo L	Esesor del brazo e	
	$e = 0.5q$	$e = 38$ mm

TABLA 17



PROYECCION DE LA RUEDA DENTADA - PIÑON - TREN CENTRAL

	RUEDA DENTADA	PIÑON
	HIERRO FUNDIDO AGMA - GRADO 40	ACERO SAE 1045
$D_g = 616$ mm	Espesor de la pared del cubo $W$	$D_p = 184$ mm
$Z_g = 77$ mm	$W = 0.4d + 10$ mm	$Z_p = 23$
$F = 63.5$ mm	$W = 35$ mm	$F = 63.5$ mm
$m = 8$	Espesor de la corona (g)	$m = 8$
$P_c = 25.133$ mm	$g = 1.6$ a $1.8$ m	
$P = 23.617$ mm	$g = 1.5$ (parte no dentada)	
$a = 8$ mm	Número de brazos	
$b = 10$ mm	Para $D_g < 2,500$	
$h_t = 18$ mm	$N = 5$ ó $6$ $N = 6$	
Dimensiones del cubo	Ancho de los brazos $q$	
Longitud del cubo $L$	$q = 0.7$ a $0.8 L$	
$L = F + 0.025 D_g$	$q = 60$	
$L' = 78$ mm	Espesor brazo $e = 0.5q$ $c = 30$	

TABLA 18

## PROYECCION DE LA RUEDA DENTADA - TORNILLO SIN FIN

RUEDA DENTADA	SIN FIN
$C = 152.4 \text{ mm}$	$C = 152.4$
$D_g = 246.8 \text{ mm}$	$D_w = 58 \text{ mm}$
$P_x = 15.64 \text{ mm}$	$P_x = 15.64 \text{ mm}$
$\lambda = 5^\circ$	$\lambda = 5^\circ$
$\emptyset_n = 20^\circ$	$\emptyset_n = 20^\circ$
$a = 5.05 \text{ mm}$	$L_w = 87 \text{ mm}$
$d = 5.85 \text{ mm}$	$D_{ow} = 68 \text{ mm}$
$F = 37 \text{ mm}$	
$D_t = 256.9 \text{ mm}$	
$h_t = 11 \text{ mm}$	

TABLA 19

## CAPITULO V

### COSTO DEL SISTEMA DE IZAJE

El costo del sistema se ha hecho, teniendo en cuenta una unidad, pero se construyeron cuatro, reduciéndose un poco el costo, los precios de los materiales están en dolares, debido a la constante variación de nuestra moneda.

Algunos materiales pequeños como : pernos, rodamientos, además de la mano de obra, se encuentran en el rubro de Otros que corresponde a un 25%.

### COSTO DEL SISTEMA DE IZAJE

DESCRIPCION DEL MATERIAL	CANTIDAD	COSTO (\$)
1. Plancha de 1/2" para tambor 4 x 8	1	230.0
2. Plancha de 1/16" para cubierta 4 x 8	3	112.0
3. Angulos de 3 x 3 x 1/4 para estructura	6.7 m	40.2
4. Viga U 4 x 1.5/8 para estructura	9 m	73.0
5. Eje de 8" para piñones	0.3 m	394.0
6. Eje de 3 1/4 pulgadas	0.84 m	420.0
7. Eje de 3 pulgadas	2.8 m	1260.0
8. Eje de 2 pulgadas	0.4 m	123.0
9. Bocinas de bronce	14	84.0
10. Anillo de bronce para la corona sin fin	1	48.0
11. Tubo SCH 40 de 3 pulgadas para empalme	9 m	270.0
12. Engranajes laterales de fierro fundido	2	130.0
13. Engranaje central de fierro fundido	2	110.0
14. Cable de izaje de 5/8", 6 x 37	4.2 m	15.0
15. Poleas en V de 3 y 9" de aluminio	1 de c/u	26.0
16. Motor 1.8 CV, 1750 rpm, 4 polos		210.0
17. Otros (25%)		210.0
TOTAL COSTO APROXIMADO : .....	US \$	4,500.0

## CONCLUSIONES

1. Se ha calculado un mecanismo de elevación para una compuerta, mecanismo de fácil ejecución y bajo costo, lo cual hace que se pueda utilizar en irrigaciones - donde se emplean compuertas radiales o similares.
2. Este trabajo fué el resultado de una solicitud requerida para el programa nacional de pequeñas y medianas irrigaciones; en este caso, para el Proyecto Pativilca, con el cual se irrigarían 6,400 hectáreas - de tierra para el cultivo de alfalfa, algodón, árboles frutales, etc.
3. Se eligió este tipo de sistema por ser el más adecuado para compuertas radiales, el mismo que actúa sobre los dos extremos de la compuerta, mediante elementos flexibles (cable o cadena).
4. El mecanismo tiene una limitación por la longitud de la compuerta, es decir, cuando la luz de la compuerta es mayor de 15 metros, es recomendable independizar - los dos extremos, utilizando un dispositivo de sincronización eléctrico, denominado "eje eléctrico", moviéndose con motores independientes cada extremo.

5. El sistema puede accionarse manualmente mediante una manivela, colocada en el eje del sin fin, ésto en caso de corte del fluído eléctrico.
6. Es un sistema económico, en comparación con otro, los cuales llevan en el centro un motor reductor, como sabemos a menores velocidades de salida en el eje, el costo del reductor se incrementa, por otra parte tendríamos que colocar un tren más en cada extremo para poder obtener la velocidad deseada de 0.312 rpm en el tambor.
7. Los engranajes han sido considerados con cierto sobredimensionamiento, debido a los problemas inherentes que suelen presentarse en el proceso de fundición.

## BIBLIOGRAFIA

1. Aparatos de Elevación y Transporte, Tomo I, Hor Hellmut Editorial Blume, 1° Edición Española, 1970.
2. Diseño en Ingeniería Mecánica, Joseph E. Shigley, Editorial McGraw Hill, 2° Edición, 1980.
3. Elementos de Máquinas, V. Dobro Volki, K. Zablonki , A. Radchik, L. Erlij, Editorial MIR, Moscú, 1980.
4. Manual práctico de Cálculos de Ingeniería, Tyler G. Hicks, Editorial Reverté S.A. 1981.
5. Manual del Ingeniero, Vol. XIV, problemas de Elementos de Máquinas, K.H. Decker y Kabus, Ediciones URMO S.A.
6. Obras Hidráulicas, F. Torres Herrera, Editorial Limusa, 1980.
7. Proyecto de Máquinas, Tomo I y II, Pablo Tedeschi, Editorial Universitaria de Buenos Aires, 2° Edición, 1979.
8. Saltos de agua y presas de embalse, Tomo I, José L. Gómez Navarro, 2° Edición, Madrid, 1945.
9. Diseño de Elementos de Máquinas, Juan J. Hori A., 3ra Edición, 1980.

10. Manual de Aceros, Boehler.

11. Manual de Información Técnica de grasas, Shell.