

ta
335

INSTITUTO TECNOLÓGICO Y DE ESTUDIOS SUPERIORES DE MONTERREY.

INSTALACION DE UN MOLINO DE BOLAS
USADO EN LA MOLIENDA DE ARENA.

TESIS PROFESIONAL
SERGIO RIOJAS RODRIGUEZ.
MONTERREY, N. L. 1955.

225

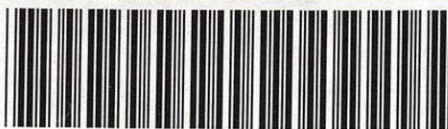
141

FL

FJ1225

R5

e.1



1080094228

I. T. E. S. M.
BIBLIOTECA

DONATIVO DE Sergio Rio-
jas Rodriguez. \$5.00
20 de Oct. de 1955

INSTITUTO TECNOLOGICO Y DE ESTUDIOS SUPERIORES DE MONTERREY.

INSTALACION DE UN MOLINO DE BOLAS
USADO EN LA MOLIENDA DE ARENA.

TESIS

PRESENTADA POR

SERGIO M. RIOJAS RODRIGUEZ

COMO REQUISITO PARCIAL PARA OBTENER EL
TITULO DE INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA.

MONTERREY, N. L.

1955.



TJ1225

RS

040.621
TEC.10
1955



INDICE

INTRODUCCION	6
--------------	---

CAPITULO I

GENERALIDADES

1) Producto a elaborar	8
2) Variables de operación	10

CAPITULO II

EQUIPO PRINCIPAL

1) Selección del molino	13
2) Modificaciones de la cámara de molida	13
3) Características del molino	14

CAPITULO III

ALCANTARILLADO Y EQUIPO AUXILIAR.

1) Velocidad	20
2) Poleas	21
3) Engranajes, flechas y ejes	23
4) Reductor de velocidad	29
5) Cojinetes elásticos	31
6) Componentes de la línea de transmisión	37

CAPITULO IV

EQUIPO ELÉCTRICO.

1) Motor	42
2) Contacto de arranque	43
3) Interruptor en aceite	44
4) Diagrama de alambrado y control	44
5) Mantenimiento del equipo eléctrico	46

CAPITULO V

ORIENTACION

1) Condiciones de trabajo	48
2) Localización del centro de gravedad	48
3) Diseño	51

CAPITULO VI

INTRODUCCION.

1) Trámites legales para establecer el contrato de v. v.	68
--	----

BIBLIOGRAFIA	73
--------------	----

INTRODUCCION

No obstante la gran variedad de molinos y pulverizadores con que cuenta la industria, el molino de bolas representa una unidad de equipo eficiente y versátil que resuelve un sin-número de problemas.

Como resultado de una investigación realizada en la fabricación del concreto ligero se encontró que una de las mayores dificultades en su producción es el beneficio de la arena y su control en cuanto a superficie específica y forma de desintegración. Las soluciones que se han dado en la industria no son integrales y en algunos casos ni siquiera se han intentado. De los sistemas usados actualmente el que parece dar la mejor solución es la molienda por vía húmeda, y el equipo que representa las mejores condiciones es el molino de bolas. Esto, naturalmente, no elimina la posibilidad de emplear, con ventaja algún otro tipo de material (escoria, por ejemplo) siempre y cuando lo justifiquen los factores técnicos y económicos.

Al revisar la literatura al respecto, se comprobaron las indudables ventajas del molino de bolas por vía húmeda sobre otros. El medio de molienda propuesto fué motivo de una investigación posterior.

Una vez hecha la selección en cuanto a tipo, se vió la conveniencia de un circuito abierto y una longitud del molino suficiente para utilizarlo como mezclador y estabilizador de la suspensión formada.

La selección de cada una de las unidades se hizo de acuerdo con lo que las casas especializadas en el ramo ofrecen, de manera que puedan adquirirse con toda facilidad. Por otra parte todos los cálculos están encadenados a fines prácticos.

Por último se hace un resumen de los trámites y la inversión que deben efectuarse para obtener el equipo en cualquier parte del país.

CAPITULO I.

Generalidades

1.- Producto a elaborar.

Las materias primas principales que entran en la elaboración del concreto son cemento, agua y agregados. En los agregados se distinguen agregado grueso (grava) y agregado fino (arena).

En el caso del concreto ligero ambas materias desempeñan el mismo importante papel; siendo la diferencia con el concreto ordinario la desificación de otras substancias que varían el estado físico y algunas veces el químico de la mezcla con el fin de obtener un producto de menor densidad.

La arena desempeña un papel primordial en la fabricación del concreto ligero y la adecuada preparación para su uso conveniente ha sido el motivo de este estudio.

En los últimos años se han patentado diferentes procedimientos para obtener el concreto ligero. En general se pueden comprender en dos grandes grupos:

A. Por incorporación de un gas a la mezcla base y de un coagulante que lo retenga. Se puede dar como ejemplo la inyección de aire a la mezcla con la adición de alótato de sodio (ver bib 1).

B. Por producción de un gas dentro de la mezcla base mediante una reacción química apropiada. A este respecto se puede citar la facilidad de los metales alcalinos y aluminio para desprender hidrógeno en medio alcalino.



En este último caso se puede obtener un material cuya resistencia a la compresión es mayor, en vista de que los productos de la reacción en pro-

nencia del metal son diferentes a los obtenidos en el concreto ordinario (sílicato monocíclico en lugar de silicato dicíclico).

Para ambos métodos generales de elaboración del concreto ligero se puede explicar, con muchas ventajas, la arena en forma de suspensión acuosa; presentando entre otras la de poder dosificar de una vez la cantidad necesaria de agua en la mezcla y de obtener en forma económica las propiedades requeridas por la arena.

El problema se reduce entonces a formar una suspensión de arena de las siguientes características:

a) Una suspensión estable que pueda llevarse a través de todo el proceso sin que produzca asentamientos considerables.

b) Una suspensión de densidad controlable con la que se pueda determinar exactamente la dosificación de las materias primas y la densidad final del producto.

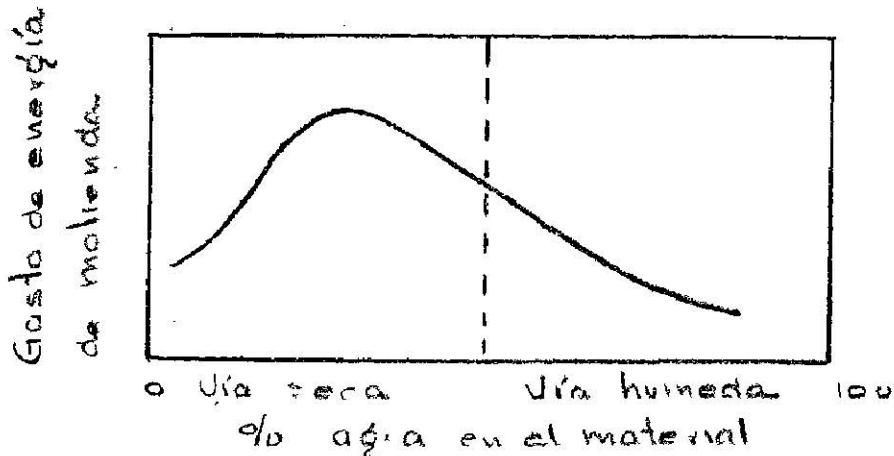
c) Una suspensión de superficie específica definida. Esta propiedad es, quizás, la más importante porque está en función del diámetro medio (Ver tab 2); es decir, del tamaño de las partículas que a su vez influye en la homogeneidad del producto. Por otra parte, la reacción química se lleva a efecto más fácilmente a medida que aumenta la superficie específica; sin embargo, no puede sobrepasarse el punto óptimo más allá del cual la contracción del producto lo aleja de toda utilidad práctica. Es interesante saber que la resistencia a la compresión es la en razón directa de la superficie específica.

Las razones expuestas obligan a buscar un método adecuado para obtener la suspensión de arena.

2.- Variables de operación.

A. Vía de molienda.

La molienda por vía húmeda representa las condiciones más económicas, como puede apreciarse en la siguiente figura:



Siempre es posible encontrar un punto en la curva en que el consumo de energía sea mínimo y la densidad de la suspensión esté dentro de los límites adecuados. Además se tiene, comparada con la molienda por vía seca:

- a) Mayor capacidad por metro cúbico del volumen del molino.
- b) Eliminación del problema de polvo.
- c) El producto se puede manejar fácilmente empleando cualquier método de succión (bombas, soplado, gravedad).

B. Tipo de descarga.

La descarga a través de un diafragma en lugar de la descarga por tirante presenta la ventaja de poder controlar el nivel según las características del diafragma (Ver bib 2). En efecto, un nivel de suspensión muy bajo se traduce en una mayor libertad de movimiento de las bolas con el consiguiente aumento de su efectividad.

En la descarga por tirante las bolas perderían energía cinética al penetrar en la suspensión y la fuerza de contacto entre ellas disminuiría considerablemente.

C. Relación Diámetro Longitud.

Las características de un molino largo (longitud \gg diámetro) son:

- Mayor tiempo de retención y producción y de un mayor porcentaje de partículas finas.
- Capacidad mayor por unidad de peso del molino con la consiguiente economía en el costo inicial.
- Un molino largo produce un material de alta densidad y finura cuando se opera en un circuito abierto, por vía húmeda (Ver bib 6).

D. Circuito.

Cuando se requiere una molienda de una malla específica se puede aumentar la capacidad hasta un 35% usando un circuito cerrado; es decir descargar de el material del molino en un dispositivo clasificador del cual se recirculan las partículas más grandes. En el circuito abierto, por otra parte, la alimentación debe hacerse a una velocidad lo suficientemente baja para permitir un tiempo de retención mayor de la partícula por molar. Sin embargo, se usará este último tipo, circuito abierto, por su gran simplicidad y porque con él se obtiene un mayor porcentaje de partículas finas.

E. Material por molar.

Antes de seguir analizando las variables de operación del molino es conveniente anotar las características del material por molar:

Se trata de una arena azul de la mina de Falcois, Edo. de México, de la siguiente composición química:

SiO ₂	63.6 %
Al ₂ O ₃	17.4
Fe ₂ O ₃	4.7
CaO	5.0
MgO	2.2
Na ₂ O	4.7
K ₂ O	2.0
Otros	0.4
	<hr/> 100.0 %

Esque no hay.
Arcilla no hay.

El análisis granulométrico reporta el resultado siguientes:

Abertura de la malla, mm.	% a través de la malla
9	94
4	90
3	85
2	77.5
1	68
0.69	54
0.60	48
0.50	41.5
0.30	26
0.15	17

El peso específico, ρ_s , es de 2.65 g/cm^3

La densidad, d , es de 1.3

Para la fabricación del concreto ligero se requiere una suspensión de arena cuyas características óptimas se pueda suponer (ver bib 1.5)

a) Superficie específica: $2000 \text{ cm}^2/\text{g}$

b) Densidad de la suspensión: Si se considera un litro de suspensión, la densidad será igual al peso P de la suspensión.

$$P = \text{Peso arena} + \text{peso agua}$$

Ahora bien, si se logra una suspensión que contenga 1 kg. de arena por 1 de suspensión:

$$P = 1 + (1 - \frac{\text{Peso arena}}{\rho_s}) = 1 + 1 - \frac{1}{2.65} = 1.62$$

$$\text{Densidad de la suspensión} = 1.62$$

CAPITULO II

Equipo

1.- Selección del molino.

Con los datos de operación se trató de encontrar las mejores condiciones de molienda y se concluyó que estas las representa un molino de bolas por vía húmeda, con descarga de diafragma (Ver bib 2,3,4). Este molino debe ser suficientemente largo para permitir una estabilización de las partículas, cuando menos aquéllas que se encuentran dentro de los límites coloidales. Para este fin es conveniente agregar un electrolito (cal, por ejemplo) con objeto de ayudar a dicha estabilización modificando el pH y - quizás de influir en la reacción química posterior.

Las condiciones especiales de las muestras de arena estudiadas, "Falcio", no hacen necesario el empleo de otros medios de molienda; sin embargo debe considerarse siempre la posibilidad de efectuar una molienda -- primaria o de establecer un circuito para la producción más económica de la suspensión.

Se puede tomar como base una capacidad de producción de 7 toneladas de arena seca por hora; es decir 7 m³ de suspensión por hora.

Para esta capacidad Allis Chalmers recomienda su molino No. 621, cuyas dimensiones principales son:

Diámetro interior 1648 mm.

Longitud al centro de chanceras 7700 mm.

2.- Modificación de la cámara de molienda.

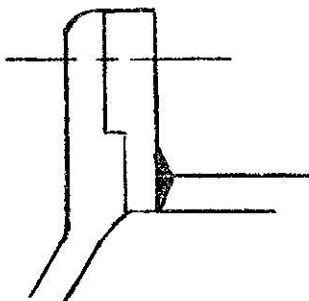
En términos generales la figura 2 muestra el aspecto interior de la envoltura. La casa fabricante puede hacer en su planta las modificaciones

necesarias para que el molino preste servicio en las condiciones que se requieran.

3.- Características del molino.

A. Envolvente y bridas de sujeción.

La envolvente que ha sido rolada en placa de acero está totalmente soldada y la unión está cubierta por una doble junta remachada a 2 hileras. Las bridas, también de acero, van soldadas integralmente a la envolvente desapareciendo la unión bajo la junta remachada. El asiento de la brida ha sido maquinado después de terminar las operaciones de soldadura y remachado; de esta manera se asegura que toda la cara de la brida ajuste perfectamente con la correspondiente del cabezal.



B. Registros de hombre.

En los extremos y en lados opuestos de la envolvente se encuentran dos registros rectangulares. Llevan un marco remachado para darles rigidez, y las tapas, también de placa de acero con contrasueros, se mantienen en posición por medio de dos tortugas.

C. Cabezales y sujeciones.

Son de fierro fundido y van sujetos a la envolvente por medio de tornillos con doble tuerca. Los tornillos no trabajan a esfuerzo cortante debido al machihorro que tienen el cabezal y la brida. El cabezal es cónico hacia afuera y está reforzado con una serie de nervios a manera de estrella.

Los muñones están fundidos integralmente con el cabezal y el requilzado se ha colocado éste está montado; así se asegura la coincidencia del eje del molino con el de giro de los muñones.

D. Chumaceras.

a) Chumaceras principales.- El soporte está fundido en dos piezas y con setales intercambiables de babbit. Las chumaceras se fijan a la cimentación con tornillos, presentando los agujeros las características de ser alargados en el sentido perpendicular al eje del molino, de manera que durante el montaje las chumaceras puedan desplazarse a uno u otro lado para buscar su alineamiento. Lleva cada chumacera acoplada una boquilla de lubricación manual que se acciona antes de poner en movimiento el molino. La unidad es cerrada y a prueba de escurrimientos; se lubrica con aceite por medio de -- aciliteros de gota.

b) Chumaceras de la flecha de transmisión.- Son de doble hilera de rodillos a rótula, tipo pesado con gran capacidad de carga radial. Están -- montadas en la flecha con manguitos de fijación. Se lubrican con grasa.

E. Placas de cimentación.

El molino está equipado con dos placas de acero sobre las cuales van montadas las chumaceras. Se fijan a la base de concreto por medio de anclas. Una de las placas se extiende hasta cubrir el área de apoyo de las chumaceras de rodillos, y por medio de unos tacones se evitan los posibles desplazamientos de los soportes cuando está en operación el molino.

F. Engranajes.

La corona está hecha de dos piezas y queda sujeta entre la brida y el cabezal con los mismos tornillos; es doble elicoidal (chevron) con dientes -- labrados sin ranura de salida para el cortador. El piñón de acero cromado-

que, también los dientes labrados, está montado en la flecha por medio de una cuña.

G. Cubierta.

La corona y el piñón están totalmente encerrados en una cubierta de lámina que los protege del polvo sirviendo a la vez como depósito de aceite para la lubricación. Está hecha en cuatro secciones para facilitar el montaje, teniendo sobre el piñón un pequeño registro por donde se carga el aceite.

H. Engrene de lubricación.

En la parte baja de la cubierta va montado un piñón de fibra roja - cuyos dientes quedan sumergidos en el aceite lubricante. Al girar los engranes mueven al piñón y de esta manera se mantienen lubricados.

I. Cucharon de alimentación.

La arena entra al molino a través de uno de los muñones de apoyo. El cucharón, construido de lámina, tiene el filo de acero endurecido para resistir la acción erosiva de la arena; al girar recoge la arena y la fuerza hacia adentro del molino. El agujero que tiene en el centro se utiliza para cargar los cuerpos de molienda.

J. Diafragma.

El diafragma tiene por objeto retener los cuerpos de molienda permitiendo sólo el paso de la suspensión hacia la descarga. Al poner en marcha el molino, la succión ocasionada por las rendijas del diafragma establecen un gradiente de presión dentro del molino que trae como consecuencia un tiempo de retención menor de las partículas y por consiguiente disminuye la sobremolienda. El diafragma, de acero al manganeso, está dividido en 8 partes las que al unirse dejan un agujero circular en el centro;

cada una de las partes se fija a la envolvente con dos tornillos y el centro se cubre con un lace atornillado.

K. Tanque de alimentación.

El tanque de alimentación es una caja metálica que sirve como depósito transitorio para la arena. En éste tanque se agrega el agua que servirá para hacer la molida por vía húmeda se fija al piso por medio de 4 patas de madera que queda independiente del resto de la instalación. Frente al centro del cuclarcón tiene un registro por donde se mete un embolo para cargar de bolas el molino.

L. Revestimiento.

El tipo de revestimiento depende en gran parte del tamaño de la partícula alimentada al molino. Con alimentaciones finas o donde se requiere un producto con una superficie específica elevada, (ambas condiciones se presentan en este estudio) el revestimiento hecho con bloques de "sillex" (ver bib 3) o bien con placas metálicas (acero al manganeso por ejemplo), se prefiere. Comparando las variables que intervienen para producir el material deseado (vida, disminución del diámetro interior, tiempo empleado en revestir de nuevo, precio, etc.) se llegó a la conclusión de que el revestimiento con bloques de sillex es el más conveniente.

Los bloques de sillex son de una piedra sumamente dura; su aspecto y dureza se asemejan a los del pedernal. Las dimensiones comerciales de los bloques son 110 x 110 x 250 mm. y se exige como requisito para su empleo la uniformidad en el espesor. Se fija al molino con cemento de fraguado rápido, y se permite un desgaste hasta de 60 mm antes de que haya necesidad de revestir de nuevo. En México existen y existen de este mineral, y la habilidad de nuestros cortadores para producir bloques muy uniformes, aunada a la economía que representa su uso sobre cualquier revestimiento

Importado, han determinado su empleo.

B. Cuerpos de molinaria.

Para molinos largos empleados en la molinaria de arena y donde la alimentación es uniforme y fina, los pequeños cilindros de acero dan magníficos resultados. Constituyen un medio de molinaria moderno y eficiente por presentar la posibilidad de una superficie de contacto mayor que el de las bolas. El contenido de carbón varía entre un 60 y 70%, su dureza Brinell entre 500 y 550 y están templados al agua. Es de particular importancia hacer notar que la calidad de los cilindros debe ser tal que les permita disminuir sus dimensiones paulatinamente sin resquebrajarse. En algunas fábricas suecas de concreto ligero se aplica con todo éxito la fórmula siguiente para el cálculo del diámetro de las bolas (Ver bib 3).

$$D_c = \sqrt{K D_p} \quad (1) \text{ Taggart}$$

donde:

D_c es el diámetro del cilindro en

D_p el diámetro de la partícula, en

K una constante cuyo valor práctico para este caso es de 900.

Si se considera que el diámetro de la partícula es de 0.5 mm se tiene:

$$D_c = \sqrt{900 \times 0.5} = 22 \text{ mm}$$

Es recomendable que la altura del cilindro sea igual al diámetro.

Para calcular la carga de bolas en molinos largos, Taggart (ver bib 3) establece la ecuación $W = 40 D^2 L$ como una primera aproximación.

W = Carga en miles de libras.

D = Diámetro interior del molino, pies.

L = Longitud del molino, pies.

Y recomiendo para un molino operando en condiciones similares al
 presente que la carga ocupe del 20 al 30% del volumen de la cámara de mo-
 lienda. Willis Chalmers (Ver vis 6) de acuerdo con su experiencia al res-
 pecto publica unas gráficas por medio de las cuales se puede calcular a-
 proximadamente la carga de bolas en miles de libras por pie de longitud.
 Conociendo el diámetro interior del molino y suponiendo que la carga de-
 verá ocupar un cierto volumen de la cámara, para un diámetro interior de -
 5.266 pies y 25% del volumen, la carga de bolas resulta ser de 1510 libras
 por pie de longitud de la cámara de moliente. La experiencia determinará
 a la postre el valor óptimo de dicha carga.

CAPITULO III.

álgebra mecánica

1.- Velocidad.

La velocidad de operación, V_o , en los molinos de bolas no tiene un valor absoluto, es un valor relativo a una cantidad llamada "Velocidad crítica", V_c . La velocidad crítica de un molino se define como el mínimo número de revoluciones que por minuto son necesarias para centrifugar una partícula de diámetro infinitesimal. Se determina mediante la siguiente ecuación:

$$V_c = \frac{7.613}{\sqrt{B-d}} \quad (2) \text{ Alia Chalmers.}$$

donde:

V_c es la velocidad crítica, m^2/s

B es el diámetro interior, pies

d es el diámetro de las bolas, pies

Alia Chalmers (Ver bib 6) recomienda operar los molinos entre un 45 y un 85% de su velocidad crítica; y los molinos de menor diámetro se operan a mayor porcentaje de la velocidad crítica que los molinos grandes.

En la figura 4 se puede apreciar el comportamiento de las bolas en un molino operando a diferentes porcentajes de V_c .

El diámetro interior de la envolvente se ve disminuido por el espesor del revestimiento y el mortero. Ahora bien, si el espesor, t , del revestimiento es de 101 mm (4") y se supone que la capa de mortero sea de 0.1 t se tiene:

$$D = r_e - 2(t + 0.1t)$$

$$D = 1528 \text{ mm (72")}$$

$$D = 1528 - 2(101 + 0.1 \times 101) = 1326 \text{ mm}$$

$$= 102.8 \text{ mm (40.8") es d cir 5.266'}$$

Sustituyendo valores y despreciando el diámetro de las bolas:

$$V_0 = \frac{76.63}{\sqrt{1.25}} = 33.3 \text{ RPM}$$

si el molino va a operarse a un 70% de V_0 como lo recomienda Allis
Chalmers para las condiciones reales de trabajo resulta:

$$V_0 = 0.7 V_0 = 0.7 \times 33.33 = 23.3, \text{ es decir}$$

$$V_0 = 24 \text{ RPM}$$

2.- Potencia.

Son muchas las variables que intervienen en el cálculo de la potencia necesaria para mover el molino. Se pueden mencionar como principales la carga de bolas, el diámetro del molino, la velocidad de operación, el tipo de revestimiento, consistencia de la suspensión, etc.

Existen dos leyes (Ver bis 2,12) que relacionan la potencia con el material por molar, la de Rittinger y la de Kick. Rittinger supone que la energía requerida para romper una partícula es proporcional a la superficie triturada y llega a la siguiente fórmula:

$$HP = C \left(\frac{1}{d} - \frac{1}{D} \right)$$

donde:

C = Constante experimental, depende del material, tipo de máquina, etc.

D y d = Diámetros inicial y final de la partícula.

Kick por su parte considera que la energía es proporcional al logaritmo de la relación entre el diámetro inicial y final de las partículas:

$$HP = K \log \frac{D}{d}$$

donde:

K = constante.

D y d = tamaño inicial y final de la partícula.

Taggart (Ver bib 5) en su análisis comparativo de una serie de molinos, establece la fórmula $HP = 1.5 WD$, donde D = diámetro del molino y W la carga de bolas, pero dice que a este cálculo hay que agregar un porcentaje adicional para vencer al par de arranque.

Allis Chalmers (ver bib 6) con acuerdo con Taggart al analizar los factores que afectan al cálculo y desarrolla una fórmula más completa en la cual hace intervenir una serie de datos experimentales. La ecuación es la siguiente:

$$HP = \frac{W \sin \alpha \cdot V_0}{32.2} \text{ por pie de longitud} \quad (3)$$

donde:

W = el peso de las bolas y material, lb/pie.

e = la distancia en pies del eje del molino al centro de la carga, fig. 6.

α = ángulo de reposo dinámico de las bolas. Experimentalmente se ha encontrado que para molienda por vía húmeda el valor de α es de 51° .

V_0 = es la velocidad de operación del molino, rpm.

La fórmula anterior ha sido desarrollada para un molino con descarga de diafragma y molienda por vía seca. Empíricamente se toma un factor de conversión para molienda por vía húmeda de 0.9.

Las gráficas de la fig. 5 son útiles en el cálculo de la carga de bolas. Utilizando la correspondiente al 25% del volumen del molino y para un diámetro interior de 1620 mm (5.266 pies) se tiene:

$$W = 2260 \text{ Kg/m} \quad (1,110 \text{ lb/pie})$$

Si además se considera que el material por moler pesa aproximadamente 10% de la carga se tiene:

$$W = 2260 + 0.1 \times 2260 = 2500 \text{ Kg/m} \quad (1,672 \text{ lb/pl})$$

El valor e se calcula por medio de la fig. 7 publicada por Allis Chalmers (Ver bib 6) de modo que para un 25% de volumen se tienen

$$e/r = 0.649$$

$$\text{Si } r = 790 \text{ mm (2.633 pies)}$$

$$e = 0.649 \times 790 = 510 \text{ mm (1.7 pies)}$$

Sustituyendo valores en la fórmula de la potencia resulta:

$$HP_s = \frac{3.28 \times 10/3 \times 1.7 \times 6.28 \times 24 \times \text{Sen } 51^\circ}{33000} = 32.8$$

$$HP = 32.8 \text{ hp/m vía seca (10 hp/pie), por vía húmeda.}$$

$$HP_H = 0.9 HP_s = 0.9 \times 32.8 = 29.52$$

$$HP_H = 29.52 \text{ hp/m (9 hp/pie).}$$

3.- Engranos, flechas y cuñas.

En todos los cálculos tanto de los engranes como de las flechas y cuñas se ha seguido la técnica y especificaciones usadas por Spotts (Ver bib 7) en su libro "Design of machine elements."

Se ha hecho un cálculo del esfuerzo en el diente y de la dureza - Brinell del piñón para ver que la forma y tamaño de los engranes son, con un amplio margen de seguridad, capaces de desarrollar el trabajo al cual estarán sometidos. Por otra parte los datos así obtenidos podrán utilizarse para el diseño de un nuevo par de engranes en caso de una falla de los mismos.

De los engranes con que el molino está equipado se han tomado algunos datos (aproximados) que sirvieron como base para el cálculo.

A. Las características de la corona son las siguientes:

Tipos de dente helicoidal (chevrons) en dos partes sin ranura de salida para el cortador.

Ángulo de presión 27°

Ángulo de la hélice 3°

Número de dientes 171

Diámetro de paso 2160 mm (85 1/2")

Ancho del diente 206.3 mm (8 1/8")

Material, acero fundido, dientes cortados

B.- El diente presenta las siguientes características:

Ángulo de presión de 20°

Ángulo de la hélice de 30°

Número de dientes 29

Diámetro de paso 373.7 mm (14 1/2")

Tiene doble hélice, cortado, sin ranura de salida.

Material, acero Cr Ni.

C.- Análisis del esfuerzo en el diente.

La fuerza que se transmite de un engrane a otro tiende a flexionar al diente. Esta fuerza que actúa en la línea de presión es el resultado de dos componentes, una normal al diente que produce un efecto de compresión despreciable y otra tangencial que se traduce en un momento flexionante localizado en la base del diente o muy próximo a esta. Considerando de este análisis Spotts (Ver bib 7) desarrolló la ecuación siguiente que determina el comportamiento del diente suponiéndolo como una viga de sección uniforme empotrada en un extremo.

$$F_b = Sb y CP \quad (4') \text{ Spotts}$$

donde:

S esfuerzo, lb/pulgada²

b el ancho del diente, pulgadas

y es el factor de forma o de Lewis

CP el paso circular

Debido al filateado de la base del diente se presenta en este punto una concentración de esfuerzos y la ecuación original se modifica resultando:

$$K_b = \beta \text{anyCF} \quad (4) \text{ Spotts.}$$

donde:

β es el factor debido a la concentración de esfuerzos.

β a su vez tiene el valor de:

$$\beta = \frac{1}{k} \quad (5) \text{ Spotts.}$$

donde:

k es la relación entre el máximo esfuerzo real y el esfuerzo calculado con la ecuación original.

Experimentalmente puede obtenerse el valor de k o bien calcularse con la relación:

$$k = 1 + \frac{0.375 \text{CF}}{r_f} \quad (6) \text{ Spotts.}$$

donde:

r_f = radio del filete

El radio del filete depende del tipo de cortador empleado. Los diseñadores (Ver bib 7) recomiendan frecuentemente utilizar cortadores con un radio del filete tan pequeño como 0.5CF_N , con lo que automáticamente a r_f se le fija un valor de:

$$r_f = \frac{1}{DP} \left(\frac{1}{1 + 1/2 N} + 0.157 \right) \quad (7) \text{ Spotts.}$$

donde:

DP es el paso diámetro

N el número de dientes

Para un buen diseño Spotts establece las siguientes relaciones:

$$F_g > F_d$$

$$F_b > F_d$$

$$F_d \geq F_t$$

donde:

F_g es la fuerza de desgaste

F_d la fuerza dinámica

F_t es la fuerza tangencial transmitida de un engrane a otro sobre la línea de paso.

Haciendo uso de las relaciones anteriores se llegó a determinar el valor de F_b y de ahí el valor del esfuerzo.

$$F_t = \frac{11330 \text{ HP}}{V_t} \quad (8)$$

donde:

V_t es la velocidad tangencial en la línea de paso, pies/min.

V_t tienen un valor dado por la ecuación.

$$V_t = \frac{\pi d n}{12} \quad (9)$$

donde:

d es el diámetro de paso, pulgadas

n la velocidad en RPM

La fuerza dinámica tiene su origen en los errores de forma y espaciamiento del diente, errores de alineación de los engranes además de las fuerzas de inercia, su valor se obtiene con la ecuación:

$$F_d = F_t + \frac{0.5 V_t (C_e \cos^2 \psi + F_t) \cos \psi}{0.5 V_t + (C_e \cos^2 \psi + F_t) 1/2} \quad (10) \text{ Spotts.}$$

donde:

C_e es una constante del material de los engranes, forma del diente y errores de manufactura.

el ángulo de la hélice.

Sustituyendo valores en las ecuaciones anteriores se tienen:

$$V_b = \frac{3.14 \times 135.5 \times 24 \times 0.3048}{12} = 163 \text{ m/min.}$$

$$V_b = 1'3 \text{ m/min (536 pies/min)}$$

$$F_b = \frac{12,000 \times 180/2}{536 \times 2.2} = 2525 \text{ Kg}$$

$$F_b = 2'25 \text{ kg (500 lb)}$$

$$F_d = \frac{2.25}{2.2} + \frac{1}{2.2} \left[\frac{0.5 \times 536(0.1 \times 640 \times 0.65 + 550) \times 0.66}{0.5 \times 536 + (0.1 \times 640 \times 0.65 + 550) / 2} \right]$$

$$d = 2525 + 1840 = 4365 \text{ Kg}$$

$$F_d = 4365 \text{ Kg (9700 lb)}$$

De la tabla de 10-2 (Spotts) se tomó el valor de la constante C para engranes de acero con un error probable de manufactura de 0.004". El error se calculó por medio de la fig. 10-18 (Spotts) para un paso - diámetro de 2 y considerando que se trata de engranes comerciales bien cortados. A su vez DP se obtiene con la relación:

$$DP = \frac{H}{d} \quad (11) \text{ Spotts.}$$

donde:

$$H = 29 \text{ dientes}$$

$$d = 373.7 \text{ mm (14 1/2")}$$

haciendo $F_d = F_b$ resulta:

$$F_d = F \cos \psi$$

Si:

$$CF \cos \psi = \pi \quad y \quad \cos \psi = F \cos \psi \text{ se tienen:}$$

$$CF = \frac{\pi}{2} = 1.5708$$

$$CF_b = 1.5708 \times 0.826 = 1.301$$

$$b = 206.3 \text{ mm (8.1")}$$

$$r_f = \frac{1}{2} - \left(\frac{1}{1 - \frac{d_2}{d_1}} + 0.0157 \right) = 0.0401$$

$$k = 1 + \frac{0.275 \times 1.5723}{0.0401} = 3.34$$

$$\beta = \frac{1.5}{3.34} = 0.406$$

Para engranes helicoidales al hacer el cálculo del factor de forma se debe usar el número formativo de dientes:

$$N^* = \frac{N}{\cos \psi}$$

donde:

N^* es el número formativo de dientes del piñón.

$$N^* = \frac{29}{0.95} = 44.7 \quad 45 \text{ dientes}$$

Por la tabla 10-1 (Spotts) para engranes con ángulo de presión de 20° profundidad total y 45 dientes el factor resulta ser:

$$y = 0.127$$

Sustituyendo todos estos valores en la ecuación en que interviene el esfuerzo se tendrá:

$$9600 = 0.406 \times 5 \times 8.1 \times 0.127 \times 1.5703 \times 14.3$$

$$S = \frac{9600}{0.406 \times 0.1 \times 0.127 \times 1.5703 \times 14.3} = 1.10$$

$$S = 1.10 \text{ kg/cm}^2 \quad (2400 \text{ lb/pulg}^2)$$

El esfuerzo de tracción del material es de 18000 lb/pulg^2 muy superior al calculado.

B.- Resistencia al desgaste. Dureza Brinell.

Para asegurar que los engranes sean el servicio para el cual han sido diseñados, las superficies de trabajo del diente no se en sufrir un desgaste excesivo. La ecuación siguiente (ver pág 7) determina el valor de la carga límite para que el engrane no falle por corte del diente.

$$F_W = \frac{d_1 b E}{\cos^2 \psi} \quad (12) \text{ Spotts}$$

los datos siguientes:

Potencia transmitida, 180 HP
 Aplicación en molino de bolas largo
 Servicio continuo, 24 Hr/día
 Máquina matriz, motor eléctrico
 Acoplamiento directo
 Velocidad de salida, 142 RPM
 Velocidad de entrada, 730 RPM

U. Factor de servicio.

En la tabla 1 (Colección NIK 1115) para molinos de bolas en servicio continuo de 24 horas/día.

$$F_s = 1.5$$

donde:

F_s = Factor de servicio

D = Potencia equivalente.

Es el resultado de multiplicar la potencia real por el factor de servicio de manera que:

$$\text{Potencia equivalente} = 180 \times 1.5 = 270$$

D. Relaciones de velocidad.

Relación de velocidad corona piñón = número de dientes corona/número de dientes piñón, es decir:

$$\text{Relación} = \frac{171}{29} = 5.9$$

relación de velocidad del reductor: Rev motor/RPM piñón.

rpm piñón = relación corona piñón \times número de dientes.

$$\text{rpm piñón} = 5.9 \times 29 = 142$$

$$\text{Relación} = \frac{730}{142} = 5.1$$

De la tabla 3 (Boletín Falk) para una relación de 5.3:1 y un motor de 730 HP la unidad correspondiente es:

Unidad reductora simple, tipo GAF, Tamaño 10

E. Potencia térmica.

La potencia térmica de un reductor de velocidad es la potencia en HP que puede transmitir en 3 hr. o más de servicio continuo sin calentamiento excesivo. La segunda columna de la tabla 3 (Boletín Falk) especifica la potencia térmica del reductor. Para la unidad 10 GAF le corresponden 230 HP, los cuales con un amplio margen cubren los 180 necesarios.

5.- Flecha, cuñas y coples elásticos.

El diámetro de la flecha de transmisión se calculó con las fórmulas establecidas en el Código para el diseño de flechas de transmisión de la A. S. E. (Ver bib 1, 11). Las fórmulas están basadas en la teoría de falla de la flecha por corte y considera que el límite elástico al corte de los materiales ferrosos dúctiles es prácticamente igual a la mitad del límite elástico a la tensión. Las constantes K_m y K_t que intervienen en la fórmula son iguales a que las cargas a las cuales la flecha está sujeta no son constantes. La fórmula para calcular el diámetro de la flecha es:

$$d^3 = \frac{16}{(\sigma)_{\text{mx}}} \sqrt{(K_m R)^2 + (K_t T)^2} \quad (13) \text{ apéndice.}$$

donde:

d es el diámetro de la flecha, pulgadas.

$(\sigma)_{\text{mx}}$ es el esfuerzo de trabajo al corte, lb/pulg.²

K_m un factor numérico combinado de choque y fatiga que afecta al momento flexionante alineado

K_t el factor que afecta al par.

De la tabla 3-1 (Spotts) se tomaron los valores de K_m y K_t para flechas giratorias con cargas aplicadas bruscamente y sujetas a choques ligeros, resultando:

$$K_m = 1.5$$

$$K_t = 1$$

El código A.S.M.E. (Capítulo 7,11) recomienda usar 8000 lb/pulg.² como el valor del esfuerzo de trabajo al corte para aceros de flechas comerciales, y dice que para flechas acuchadas debe reducirse a un 75% del valor empleado en flechas sólidas. Esta reducción en el esfuerzo de trabajo obedece a la disminución en sección causada por el ensare y por la concentración de esfuerzos debidos al cambio de sección.

A. Cálculo del momento máximo.

Para el cálculo del momento máximo se consideró la flecha montada en cámaras de rodillos a rótula (aisladamente apoyada). Por simplicidad y debido a la proporción que guardan las fuerzas que obran en el engrane y el peso del piñón con respecto al peso del eje, en el cálculo sólo intervienen los dos primeros factores. Del inciso 3 la fuerza que obra en el engrane es de 436 Kg (9600 lb). El peso aproximado del piñón es de 273 kg (600 lb) y la distancia entre cámaras de - 381 mm (15")



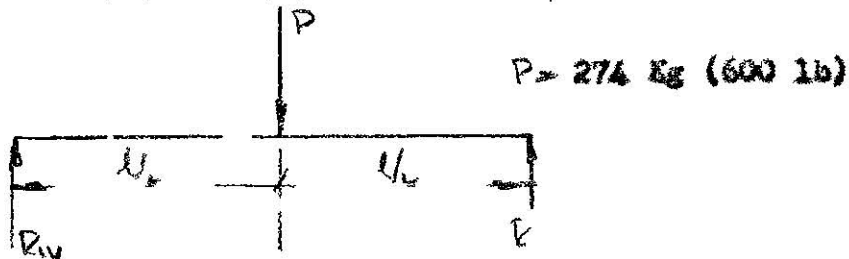
Como la fuerza está aplicada en el punto medio $R_1 h = R_2 h$.

El momento en A = momento en B = 0. El momento máximo está localizado en $l/2$ y su valor es $R_h \times l/2$. Sustituyendo valores se tiene:

$$R_h = R_h = \frac{P_d}{2} = \frac{4350}{2} = 2175 \text{ Kg (4800 lb)}$$

$$(M_{\max})_h = 2175 \times 38 = 83500 \text{ Kg-cm (72000 lb-pulgada)}$$

Del análisis anterior:



$$R_{1v} = R_{2v} = \frac{P_v}{2} = \frac{274}{2} = 137 \text{ Kg (300 lb)}$$

$$(M_{\max})_v = 137 \times 38 = 5200 \text{ Kg-cm (4500 lb-pulg)}.$$

$$\text{Momento de diseño} = M_{\max} = (M_{\max})_h^2 + (M_{\max})_v^2$$

$$M_{\max} = (83500)^2 + (5200)^2 = 84000$$

$$M_{\max} = 8400 \text{ Kg-cm (72400 lb-pulg)}$$

3. Cálculo del par.

El cálculo del par se hace con la fórmula: (Ver bib 7)

$$T = \frac{63000 \text{ HF}}{n} \quad (14) \text{ Spotts}$$

donde:

T par en lb-pulgada

n las revoluciones por minuto.

Del inciso 4 se toma $n = 142 \text{ RPM}$ y 180 HF , sustituyendo:

$$T = \frac{63000 \times 180 \times 1.6}{142} = 93000$$

$$T = 93000 \text{ Kg-cm (80,000 lbs-pulg)}$$

El momento polar de inercia J para una sección circular está dado por:

$$J = \frac{\pi d^4}{32} \quad (13)$$

luego sustituyendo valores se tiene:

$$J = \frac{\pi \times 112^4}{32} = 104 \text{ cm}^4 \quad (26 \text{ pulg})^4$$

De igual manera el par en la flecha se expresa por la fórmula:

$$T = \frac{S_s J}{r}$$

donde:

S_s = esfuerzo de trabajo

J = momento polar de inercia

r = radio

sustituyendo:

$$T = \frac{1.15 \times 15100 \times 26}{2.21} = 210000 \text{ Kg-cm.}$$

$$T = 210,000 \text{ Kg-cm} \quad (180000 \text{ lb-pulg})$$

La fuerza que actúa en la superficie de la flecha es:

$$F = \frac{T}{r} = \frac{210000}{5.6} = 37500 \text{ kg} \quad (83000 \text{ lb})$$

Con los datos anteriores se calculó la longitud de la cuña basán-

dose en:

Aplastamiento de la flecha

$$L = \frac{25.4 \times 83000}{31000 \times 0.5} = 138 \text{ mm}$$

$$L = 138 \text{ mm} \quad (5 \frac{7}{16} \text{")}$$

Aplastamiento de la cuña

$$L = \frac{25.4 \times 83000}{27000 \times 0.5} = 166 \text{ mm}$$

$$L = 166 \text{ mm} \quad (6 \frac{1}{2} \text{")}$$

Corte de la cuña

$$L = \frac{25.4 \times 83000}{12750 \times 1} = 166$$

$$L = 166 \text{ mm} \quad (6 \frac{1}{2} \text{")}$$

C. Diámetro de la flecha.

Sustituyendo valores y para un acero de flecha con un esfuerzo de trabajo de 456 Kg/cm^2 (6000 lb/pulg^2):

$$d = \left[\frac{16}{\pi \cdot 6000} \sqrt{(1.5 \times 72400)^2 + (1 \times 80000)^2} \right]^{1/3}$$

$$d^3 = (87)$$

$$d = 2.54 \times 4.3 = 112 \text{ mm (4 7/16")}$$

D. Cálculo de la cuña del piñón.

Del inciso anterior se tomó el diámetro de la flecha 112 mm (4 7/16") cuyo material, acero SAE 1045 tiene un esfuerzo de ruptura $S_{yp} = 4250 \text{ Kg/cm}^2$ (62000 lb/pulg^2). Se consideró una sección de la cuña de 640 mm (1x1") hecha de acero SAE 1035 con el esfuerzo de ruptura de $S_{yp} = 3500 \text{ Kg/cm}^2$ (51000 lb/pulg^2).

El factor de seguridad tomado es = 2. Considerando como dice Spotts (Ver bib 7) que en el punto de falla a la tensión el esfuerzo de corte máximo del acero es igual a la mitad del esfuerzo de ruptura a la tensión se tiene:

$$(S_s) \gamma_p = \frac{S_{yp}}{2}$$

En la flecha:

Esfuerzo de ruptura a la tensión:

$$S_{yp} = 4250 \text{ kg/cm}^2 \text{ (62000 lb/pulg}^2\text{)}$$

Esfuerzo de trabajo S

$$S = \frac{4250}{2} = 2125 \text{ kg/cm}^2 \text{ (31000 lb/pulg}^2\text{)}$$

Esfuerzo de ruptura al corte (S_s) γ_p

$$(S_s) \gamma_p = 2125 \text{ kg/cm}^2 \text{ (31000 lb/pulg}^2\text{)}$$

Esfuerzo de trabajo al corte S_s

$$S_s = 1062 \text{ kg/cm}^2 \text{ (15500 lb/pulg}^2\text{)}$$

En la cuña

$$S_{yp} = 3500 \text{ kg/cm}^2 \text{ (51000 lb/pulg}^2\text{)}$$

$$S = 1750 \text{ kg/cm}^2 \text{ (25500 lb/pulg}^2\text{)}$$

$$(S_s) \gamma_p = 1750 \text{ kg/cm}^2 \text{ (25500 lb/pulg}^2\text{)}$$

$$S_s = 875 \text{ kg/cm}^2 \text{ (12750 lb/pulg}^2\text{)}$$

K. Selección de los coples flexibles.

El acoplamiento entre el motor y reductor y entre reductor y la flecha de transmisión se hará a base de coples flexibles para obrar los pequeños desalineamientos entre flechas y eliminar las vibraciones y choques que provengan de las distintas unidades. Entre los diseños que existen de coples flexibles, los Falk presentan algunas ventajas; su instalación es sencilla y su diseño permite usar coples más livianos para una potencia y diámetros de flecha dados.

La Falk Corporation (Ver bib 8) en su boletín 1115, página 21 describe el método a seguir en la selección de sus coples.

a).- Método de selección.

El tamaño adecuado del cople depende de las características de las características de la carga, de la potencia transmitida, de la velocidad de operación, etc. Una vez que se han fijado estas variables el factor de servicio adecuado se toma de la tabla 3 página 22 del boletín 1115 Falk (Ver bib 8).

Para molinos de bolas con acoplamiento directo los factores de servicio son:

Flecha alta velocidad F.S = 3

Flecha baja velocidad F.S. = 2.5

b).- Relación básica de cálculo

Es el producto de la potencia nominal, el factor de servicio y de una constante k que depende de la velocidad de trabajo. Del boletín mencionado anteriormente en la tabla 12 página para 720 RPM k tiene un valor de 0.142. Para 142 RPM k = 0.514. Luego:

$$R_0 = 180 \times 3 \times 0.142 = 76.6$$

$$R_0 = 180 \times 2.5 \times 0.514 = 323$$

c).- Selección del tamaño de la Unidad.

Con la relación básica anterior de la tabla de dimensiones del mismo boletín se determina el tamaño de la unidad y resulta ser:

Para la flecha de alta velocidad, $R_0 = 76.6$ unidad # 15F

Para la flecha de baja velocidad, $R_0 = 323$ unidad # 190F

d).- Taladro máximo permisible en los cojles.

En la columna 4 de la misma tabla de dimensiones se especifica cual es el taladro máximo permisible en cada unidad éste debe ser mayor que el requerido y de no ser así debe usarse la unidad que llene este requisito. En este caso para la flecha de alta velocidad el agujero máximo permisible es de 116.5 mm ($4 \frac{5}{8}$ ") y el requerido 101 mm (4").

Para la flecha de baja velocidad la unidad adecuada es la # 190F. El barrenado máximo permisible es 203 mm (8"), el requerido 149 mm ($5 \frac{7}{8}$ ").

F. Selección de las chumaceras de rodillos. Tipo y tamaño del rodamiento.

En primer lugar es condición necesaria que a la velocidad deseada soporte las cargas existentes, por lo tanto la determinación del tipo de rodamiento depende en alto grado de las condiciones de servicio a las cuales estará sometido.

Los rodamientos de dos hileras de rodillos a rótula son en este caso los más indicados dada su capacidad de carga radial presentando además la posibilidad de poder absorber pequeños desalineamientos entre eje y soporte. El cálculo y tamaño del rodamiento debe basarse en la intensidad y características de la carga existente.

a) Cálculo de las cargas que actúan al rodamiento.

La fuerza teórica en un engranaje puede calcularse tomando como base el efecto transmitido y la construcción de los dientes. El cálculo de los rodamientos esta fuerza teórica se ve afectada por fuerzas adicionales que provienen del error de paso y forma de los dientes, -- excentricidad de la corona y distribución irregular de la presión sobre los dientes del sistema, etc., además de otros que tienen su origen en el tipo de máquina y de las condiciones bajo las que ésta trabaja en relación con el engranaje.

La fuerza en el engranaje que puede servir de base para el cálculo del rodamiento se obtienen mediante la ecuación siguiente: (Ver bib 9,10)

$$K_{eff} = f_k f_d K \quad (15) \text{ Palmgren.}$$

donde:

K es la fuerza teórica del engranaje.

f_k es el factor de fuerzas adicionales que provienen del propio engranaje.

f_d es el factor de fuerzas adicionales que provienen de las máquinas acopladas al engranaje.

El valor de f_d para engranes cuyo error de forma y de paso están comprendidos entre 0.02 y 0.1 mm es de 1.1 a 1.3 (Ver bib 9,10).

Para máquinas rotativas en trabajo expuesto a choques leves f_k tiene un valor entre 1 y 1.2 (Ver bib 9,10).

Si se compara la ecuación anterior con la establecida por el comité de la A.S.M.E. (Ver bib 11) se llega a la conclusión de que el valor de K_{eff} es el correspondiente al de la fuerza dinámica F_d afectada del coeficiente f_d que depende del tipo de máquina; luego entonces, el valor de la fuerza que actúa en el rodamiento tendrá el siguiente valor:

$$K_{eff} = V_d f_d \quad (16)$$

Sustituyendo valores:

$$K_{eff} = 1.2 \times 4360 = 5232 \text{ Kg (11500 lb)}$$

La carga equivalente se calcula por la ecuación:

$$P = X F_r + Y f_a \quad (17) \text{ Palagren}$$

donde:

P es la carga equivalente

f_a la carga axial existente

F_r la carga radial existente

X es un factor tabulado conforme la carga que actúa sobre el aro interior sea fija o rotativa.

Y es un factor para conversión de la carga axial a carga radial pura.

El tipo de carga a la cual estará sujeto el rodamiento será:

Carga rotativa sobre el aro interior, es decir el aro interior gira con relación a la componente de la carga radial, en cuyo caso todos los puntos del camino de rodadura del aro interior pasan por la dirección de la carga.

Para rodamientos de rodillos a rótula y la carga considerada: -
(S.K.F. rodamientos).

$$X = 1$$

Como no hay carga axial apreciable:

$$P = F_r \quad (18) \quad \text{SKF}$$

$$P = 5620 \text{ Kg.} \quad (11500 \text{ lb})$$

b) Capacidad de carga y vida del rodamiento.

Entiéndase por vida del rodamiento el número de revoluciones -- que puede desarrollar antes de notarse fenómenos de fatiga en algunos de sus aros o cuerpos rodantes.

La (SIF) publica unas tablas sobre la capacidad de carga relativa de los rodamientos a base de diferente número de revoluciones y para una vida de 500 hr. de servicio. Como generalmente se exige que un rodamiento tenga una vida mucho mayor, la ecuación siguiente da la capacidad de carga correspondiente a otra vida (Ver bib 9,10)

$$C_n = f_n P \quad (19) \text{ SIF}$$

donde:

C_n es la capacidad de carga correspondiente a n, número de RPM.

f_n es el factor de vida del rodamiento.

P es la capacidad de carga equivalente.

Si se considera que el rodamiento tenga una vida de 45000 horas, f_n tiene el valor de 4.5 (Ver bib 9,10)

sustituyendo valores:

$$C_n = 4.5 \times 5620 = 25290 \text{ Kg.}$$

La capacidad de carga relativa correspondiente a otro número de revoluciones diferente al tabulado puede calcularse:

$$C_n = f_n C \quad (20) \text{ SIF}$$

donde:

C_n es la capacidad de carga relativa correspondiente a n RPM.

f_n es el factor de RPM

C es la capacidad de carga tabulada.

Para 142 RPM fin tiene un valor de 3.62 (Ver bib 9)

$$C = \frac{C_n}{0.62} = \frac{25290}{0.62} = 40,500 \text{ Kg.}$$

Con el fin de obviar los problemas de montaje se seleccionaron los rodamientos con manguito de desmontaje. Para la carga equivalente de 40,500 Kg. y un diámetro de flecha de 111.4 mm (4 7/16") en la serie de

dimensiones 22 del catálogo SKF, el rodillo #2226K tiene una capacidad de carga dinámica de 42500 kg, luego el rodamiento adecuado será:

Rodamiento de rodillos a rótula, serie de dimensiones 22 ----
22226 K * AM 3126 con un soporte de la serie 86 # 5626.

CAPITULO IV

Equipo Eléctrico

1.- Motor.

Para determinar la forma más adecuada de mover el molino se analizaron las características de la carga encontrándose: Se necesita un alto par de arranque para vencer las fuerzas de inercia y la fricción en las chumaceras. Se debe tener una aceleración suave y regulable prefiriéndose además que los aparatos de control y la instalación sean sencillos así como que su mantenimiento sea mínimo.

La solución puede buscarse a base de un motor sincrónico o bien con un motor de inducción de rotor devanado.

Debido al alto costo del motor sincrónico, su instalación más delicada y por ende más costosa se ha resuelto al prefeencia con el motor de inducción de rotor devanado.

El motor de rotor devanado con un reóstato intercalado en el circuito del rotor devanado tiene las condiciones de arranque más eficientes, ha sido diseñado para desarrollar un alto par de arranque con una corriente más baja y además presenta la posibilidad de poder variar la velocidad (variando la resistencia intercalada) obteniéndose con tal motivo una aceleración suave.

Entre las diversas casas fabricantes de motores de rotor devanado (todas extranjeras) la ASEA (Ver bib 13) ofrece un tipo de motor de anillos que tiene un par de arranque por lo menos del 100% del par normal; el motor viene equipado con el reóstato que se intercala en el circuito de la armadura (Ver bib 15).

El precio, la garantía de servicio que tiene la casa representante de la firma en México y la calidad ASHA han determinado el uso de un motor de este tipo.

Del capítulo anterior se tomó el dato de 160 HP necesarios para mover el molino. El motor correspondiente es el tipo MA 24, forma B disposición 217 con chumaceras de rodillos.

La tensión de operación del motor es de 220 Volts a 3 fases y 50 ciclos/seg.

El par máximo de arranque es de 200 % del par de plena carga - cuyo valor puede variarse hasta el máximo conveniente mediante la utilización de un reóstato de arranque especialmente dispuesto para permitirlo.

2.- Reóstato de arranque.

Para asegurar el buen funcionamiento del motor se debe diseñar el reóstato de arranque específico para el tipo de motor en particular y de acuerdo con el servicio que deba prestar; es por ello que las casas fabricantes de motores proporcionan en cada caso el reóstato indicado el cual forma parte del equipo del motor. La ASHA (Ver bib 15) vende sus motores de anillos tipo MA, con un reóstato tipo PTK 150, - que tiene las siguientes características:

Es de inmersión en aceite y el eje donde van montadas las cuchillas que cierran las diversas secciones de las resistencias tiene un mecanismo tal que al girar cierra alternativamente la mitad del circuito de las resistencias (Ver diagrama de alambrado). Tiene dos posiciones extremas, una en "Arranque" cuando toda la resistencia queda intercalada y la otra "Operación" cuando toda la resistencia sale fuera del circuito. Al ir girando la manija va adoptando posiciones intermedias.

3.- Interruptor en baño de aceite.

Hay necesidad de tener entre la línea de energía y el motor un interruptor con bobinas de sobrecarga, protección que al presentarse una situación anormal el motor no sufra desperfecto alguno. El costo del motor exige tener un equipo tal que lo proteja efectivamente.

El interruptor en baño de aceite tipo S13 (L) de la ASEA (Ver bib 14) es el indicado. Viene equipado con relevadores térmicos en dos fases, y la otra con un relevador de operación instantánea (electromagnético). A solicitud del cliente puede proporcionarse con relevadores de los dos tipos en las tres fases.

4.- Diagrama de alambrado del motor y controles.

En la página siguiente se tiene el diagrama de alambrado en la forma que éste debe hacerse para asegurar la operación y la protección adecuada del equipo.

A. Operación. Puesta en marcha.

La manija del reóstato de arranque debe estar en la posición de "arranque" las escobillas en contacto con los anillos y los contactos cortocircuitadores abiertos.

B. Se mete el interruptor de la línea.

C. Se mueve lentamente la manija del reóstato hacia la posición "Operación" en forma tal que el motor alcance su velocidad de régimen simultáneamente cuando la manija llegue a la posición mencionada. El movimiento de la manija de una posición a la próxima debe hacerse con la suficiente rapidez para disminuir el peligro de que se establezca el arco entre los contactos.

D. El mecanismo de levanta escobillas y cortocircuito debe ser maniobrado con rapidez tan pronto como el motor alcance su velocidad de régimen y con la fuerza suficiente para que el mango llegue a su posición extrema.

B. Se regresa la manija del relé tate a la posición "Arranque".

Parada. Se abre el interruptor y se bajan las escobillas sobre los anillos. Hay que tener la precaución de no mover el mecanismo levanta escobillas mientras la manija del relé tate no esté en la posición "Arranque".

Operación del interruptor. La posición del interruptor se indica por medio de un disco a través de una mirilla en la tapa. Para cerrar el interruptor debe moverse la palanca hacia arriba hasta la posición vertical. Un pequeño movimiento de la palanca hacia abajo abre instantáneamente el interruptor si esto sucede antes de volver a cerrarlo hay necesidad de regresar la palanca hasta la posición horizontal.

Al cerrar el interruptor hay que hacerlo firmemente pero no violentamente.

Los contactos de operación (1a. ver diagrama) en el interruptor conecta la bobina de no voltaje antes de que los contactos principales cierran, pero si los contactos de intercomunicación (2a. y 3a.) están abiertos (si las escobillas están levantadas o la manija del relé tate no está en "Arranque") la bobina no recibe energía y no traba el triángulo del interruptor.

El interruptor abre automáticamente cuando hay una sobrecarga apreciable (pueden regularse los relevadores), cuando el voltaje está muy bajo, bien falta una o las tres fases, o bien queda abierto el circuito de intercomunicación.

Operación del relé tate de arranque.

Al meter el interruptor la manija del relé tate debe estar en "Arranque" y la escobilla sobre los anillos; se gira la manija rápidamente una revolución cerrando así el primer paso de las resistencias; se hace una pausa pequeña antes de cerrar el siguiente paso, y así hasta llevar la ma-

nija a la posición extrema. El tiempo total de arranque desde el cierre del interruptor no debe exceder al tiempo especificado en la placa.

Al arrancar el motor varias veces la temperatura del aceite se eleva subiendo por consiguiente el nivel. Si el aceite alcanza el "Nivel de aceite caliente", antes de arrancar hay necesidad de dejar enfriar el aceite. Si el aceite alcanza una temperatura de 90°C un elemento térmico abre el circuito de intercomunicación y tira el trinquete del interruptor.

5.- Mantenimiento del equipo eléctrico.

Tanto el motor como su equipo deben mantenerse limpios y exentos de polvo, de suciedad y aceite, y proceder con regularidad a revisarlos limpiándolos con un paño seco.

Los escobinados del motor deben limpiarse con un trapo empapado en gasolina (expresándolo) especialmente si la suciedad se ha amasado con el aceite y la humedad. Debido a que estos líquidos disuelven, lenta pero seguramente el barniz con el cual están impregnadas las bobinas, deben darse a estas una barnizada cada dos o tres años, limpiándolos y secándolos con cuidado previamente.

Las escobillas deben adaptarse perfectamente a los anillos establecer contacto con ellos uniformemente a la presión conveniente (0.15 a 0.20 kg/cm^2). Hay que cerciorarse de que las escobillas no tejen los anillos antes de que los contactos cortocircuitadores hagan buen contacto con el arco circuitador. La ranura de éste, la curva-guía y la horquilla deben ser ligera mente lubricados con grasa. Para la lubricación de los cojinetes de los pernos portaescobillas, de la horquilla y del mango de accionamiento hay que utilizar aceite.

Los cojinetes de rodillos deben lubricarse cada 6 meses con grasa SAF No. 125 o su equivalente.

En el rebátato de arranque el nivel de aceite debe chequearse periódicamente y el aceite revisado de que no tenga sedimentos y no hay disminuido su transparencia. Si hay necesidad de cambiar aceite todas las partes deben limpiarse perfectamente.

Al hacer la inspección debe revisarse que los contactos estén limpios y ajustados; deben limpiarse las asperezas y cambiarse las piezas muy gastadas.

PRECAUCIÓN- No deben tocarse las partes interiores del rebátato si no se ha desconectado el circuito de la fuente de energía. Aún cuando el interruptor esté apagado el circuito de intercomunicación y los elementos térmicos pueden estar energizados.

Las características del interruptor GJN son que los contactos son fácilmente reemplazables, ambos los fijos y los móviles se sujetan con un tornillo. Con la operación frecuente los contactos están sujetos a un desgaste considerable, por consiguiente deben tenerse en existencia contactos de refacción. Deben cambiarse antes de que se deterioren los chasises donde están montados.

Periódicamente debe revisarse el nivel de aceite y con toda regularidad revisar si se tiene sedimentos o se ha carbonizado parcialmente. Cuando se cambia aceite hay necesidad de eliminar todas las trizas del aceite viejo de todas las partes y al mismo tiempo revisar su ajuste y presión. Las recomendaciones anteriores deben hacerse sistemáticamente siempre después de un corte circuito de cualquier tipo.

Todas las partes móviles del mecanismo deben lubricarse con un aceite de baja viscosidad.

CAPITULO V

Cimentación

Los cálculos incluidos en este capítulo se refieren a las tres posibles condiciones en que operará el molino.

A. El molino parado. Es la posición más favorable pues la cimentación queda sujeta a esfuerzos de compresión que previenen de cargas estáticas con un valor definido.

B. El molino al arranque. En ese instante la cimentación debe ser capaz de absorber el par de arranque y la torsión transmitida. El esfuerzo cortante alcanza los valores máximos pudiendo agrietar los muros de cimentación en su desplazamiento si no se consideran.

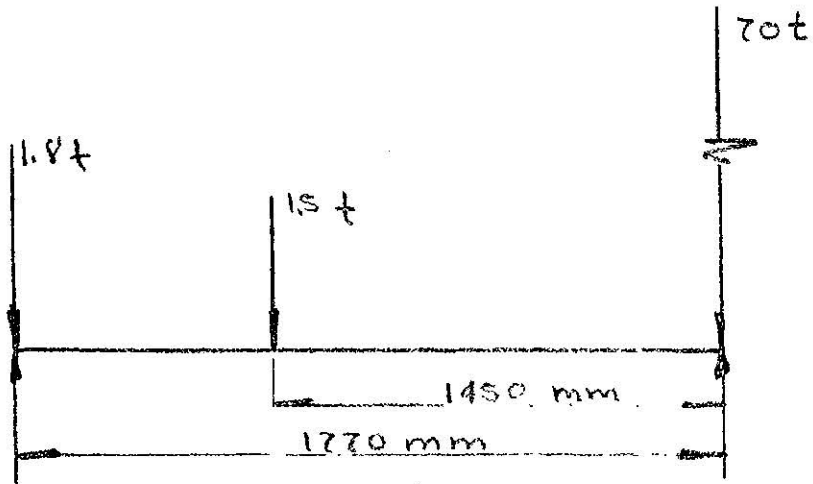
C. El molino trabajando. No existe desplazamiento del centro de carga, el par disminuye pero se presentan vibraciones que con el tiempo pueden hacer fallar la cimentación, es necesario por tanto aumentar las cargas dinámicas en un porcentaje para convertirlas en cargas estáticas equivalentes.

1.- Localización del centro de gravedad.

Como referencia se tomaren dos ejes. El eje xx coincide con el eje del molino. El eje yy pasa por el centro de carga del motor y es perpendicular al anterior. De los catálogos se tomaren los datos siguientes:

Molino cargado	70,000 Kg
Motor	1,800 Kg
Reductor	1,500 Kg

A. Estando el molino parado la resultante está localizada:

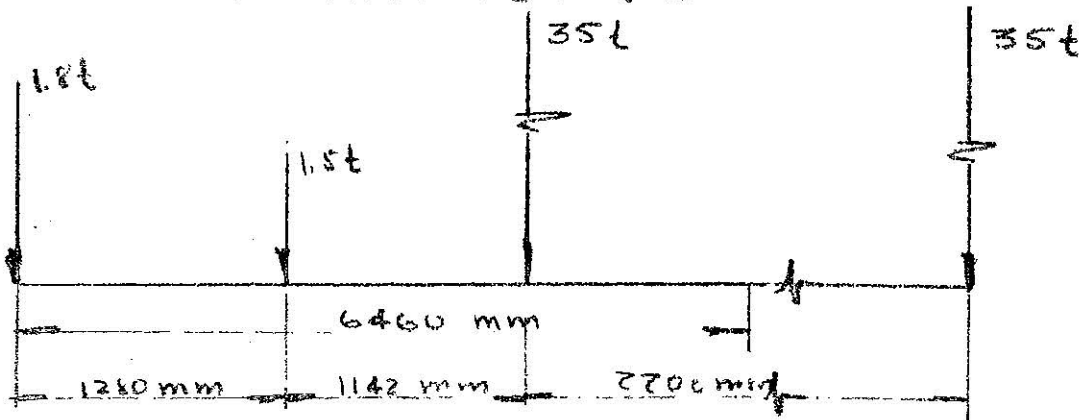


$$M_x = 1500 \times 1450 + 1800 \times 1770 = R_d$$

$$R = 1500 + 1800 = 3300 \text{ Kg}$$

$$d = \frac{2170 + 3120}{73000} = 0.073 \text{ m}$$

Excentricidad según xx, 73 mm



$$M_y = 1500 \times 1.28 + 35000 \times 2.32 + 35000 \times 10.02 = R_d1$$

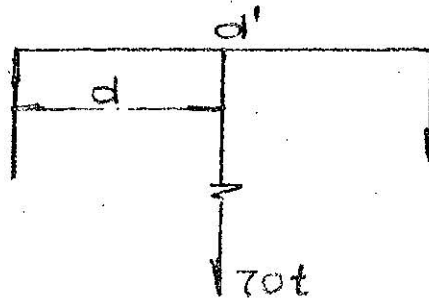
$$R = 1500 + 1800 + 70000 = 73,300$$

$$D = \frac{1920 \times 21000 + 35700}{73300} = 6 \text{ m}$$

Excentricidad respecto yy:

$$6.40 - 6 = 0.460 \text{ m} = 460 \text{ mm.}$$

B. El molino de arranque.



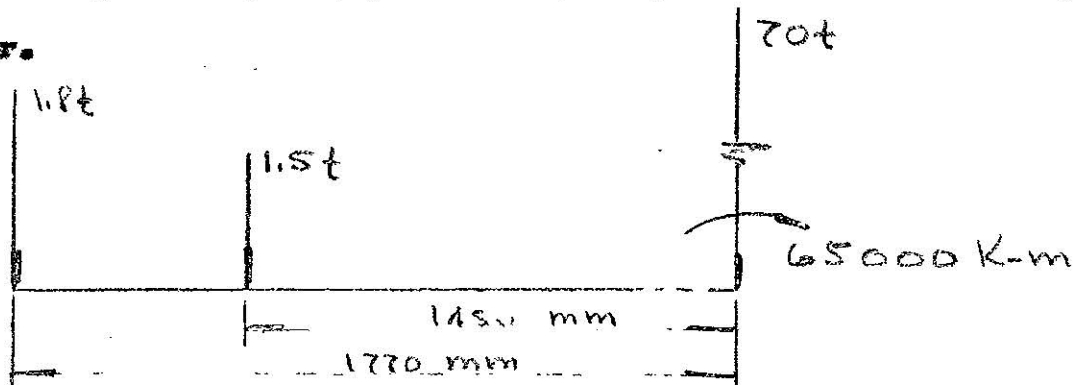
El momento resistente debe ser igual al momento producido por el par de arranque.

$$70000 d = Fd_1$$

$$F = \frac{70000 \times 0.859}{1.848} = 35000 \text{ Kg}$$

La fuerza F está localizada sobre el círculo de paso de los engranes.

Con respecto a la posición de reposo, el centro de gravedad no se desplaza según el eje xx , pero sí hay desplazamiento sobre el eje perpendicular.



$$M_y = 1500 \times 1.45 + 1800 \times 1.77 - 65000 - M_d = 0$$

$$d = \frac{52540}{73300} = -0.83 \text{ m}$$

Comparando las dos excentricidades se concluye que el desplazamiento del centro de gravedad es de 50 mm, cantidad que no produce un desequilibrio si en el cálculo se hacen coincidir el centro de gravedad del conjunto y el del molino.

C. El molino trabajando.

No hay desplazamiento de las fuerzas, pero se presentan esfuerzos cuya magnitud es muy difícil de calcular. Para observar el efecto que producen las vibraciones se multiplican las cargas por un coeficiente $\mu = 2$ (Ver bio 16).

3.- Diseño.

Se diseñará una cimentación aislada y por apoyo directo.

La fatiga de trabajo del terreno, abajo de la capa de tierra vegetal es $f_t = 0.600 \text{ Kg/cm}^2$.

El peso total del conjunto según consideraciones anteriores es:

$$P_t = 2 (70000 + 1500 + 1800) = 158600 \text{ Kg.}$$

El diseño y montaje de las máquinas requieren dimensiones determinadas independientes de las calculadas. El equipo para manejar la suspensión necesita una fosa bajo el molino de 3 x 1.5 metros hasta el nivel del piso; luego los muros se desplantarán desde esa profundidad.

En estas condiciones la fatiga del terreno se incrementa pues se hace la sustitución del peso de la tierra por peso de cimentación y maquinaria.

La tierra tiene un peso de 1500 Kg/m^3 luego la fatiga permisible a 3 m será:

$$F_{\text{par}} = 1500 \times 3 + 6000 = 10500 \text{ Kg/m}^2.$$

La superficie total de cimentación resulta:

$$S = \frac{P_M + P_{CM}}{f \text{ per}}$$

El peso de la cimentación se estimará en un 20% del peso del equipo.

$$S = \frac{150000 + 0.20 \times 150000}{10500} = 1.4 \text{ m}^2$$

Esta superficie se distribuye de acuerdo con las superficies de apoyo de las máquinas.

A. Losa de cimentación.

Recibe la reacción del terreno. A ella se anclan los muros de apoyo.

Superficie para soportar el molino, S_1 .

$$S_1 = \frac{P_M}{f \text{ per}} = \frac{150000}{10500} = 14 \text{ m}^2.$$

donde:

P_M es el peso del molino.

Ancho de la losa

$$\frac{14}{8.30} = 1.90 \text{ m}$$

donde: 8.3 es el largo de la losa.

1.90 m que 1.85, largo de la base de la columna.

Espesor de la losa, h

$$h = \frac{L^2}{10} = \frac{1.05 \times 1.12}{10} = 1265 \text{ Kg/cm}.$$

Considerando que se usará un concreto cuya fatiga de ruptura $f_c = 140 \text{ Kg/cm}^2$ (1:3:5), las constantes de cálculo son: (ver Tab 17).

$$n = 15 \frac{\text{módulo de elasticidad del acero}}{\text{módulo de elasticidad del concreto}}$$

$f_c = 0.45 f_{c0}$ fatiga de trabajo del concreto a la compresión.

$f_c = 4.20 \text{ Kg/cm}^2$; esfuerzo cortante del concreto.

$f_s = 1265 \text{ Kg/cm}^2$; esfuerzo de trabajo del acero a la tensión.

$$k = \frac{1}{1 + \frac{f_s}{n f_c}} = \frac{1}{1 + \frac{1265}{15 \times 4.20}} = 0.432$$

donde:

k es la constante para el concreto trabajando como viga balanceada.

$$j = 1 - \frac{k}{3} = 1 - \frac{0.432}{3} = 0.856$$

donde:

k es la constante para calcular el brazo del par formado por la resistencia del concreto a la compresión y el fierro a la tensión.

$$k = \frac{1}{2} f_c j = \frac{1}{2} \times 63 \times 0.432 \times 0.856 = 11.55$$

Peralte efectivo por momento, d_m

$$d_m = \sqrt{\frac{M}{R_b}} = \sqrt{\frac{26.44}{11 \times 55 \times 1}} = 16.3$$

donde:

b es el ancho de la losa. Por facilidad de cálculo se toma 1m.

Peralte efectivo por esfuerzos cortantes.

$$d_v = \frac{V}{u j \phi_v} ; \quad V = \frac{1.05 \times 190}{2} = 100 \text{ kg/cm}^2.$$

donde:

d_v es el peralte efectivo por esfuerzos cortantes, cm^2 .

u la fuerza constante, kg .

$$d_v = \frac{V}{\phi_v j b} = \frac{100}{4.20 \times 0.856 \times 1} = 25.2 \text{ cm.}$$

Como la distancia entre apoyos es pequeña, domina el esfuerzo cortante sobre el momento flexionante, quedando el peralte de la losa h :

$$h = d_v + \text{Recubrimiento} = 25.2 + 1.5 = 27 \text{ cms.}$$

Fierro principal.

$$a_s = \frac{M}{f_s j d} = \frac{3050 \times 100}{1265 \times 0.856 \times 25} = 11.2 \text{ cm}^2/\text{mt. lineal de losa.}$$

donde:

a_s es el área del acero.

El número de varillas es 12.7 cm (1/2).

$$a_s = 1.22 \text{ cm (área de una varilla).}$$

número de varillas = $\frac{11.2}{1.2} = 9.2/\text{mt. lineal.}$

Separación 11 cms; luego:

Ø 12.7 mm (1/2") @ 11 cms en el sentido corto
devisal' a por adherencia.

$$v = \frac{V}{\sum_0 J_d} , \quad \sum_0 = \frac{V}{v J_d}$$

ondas:

v es el esfuerzo de adherencia e tra e' concreto y el acero,
 $K' \geq 2$ (Ver Lib 18).

\sum_0 es la suma de perímetros de las varillas, (1/8" e diámetro
corresponde a 1 cm del perf. r.).

$$v = 0.075 \times 140 = 10.5 \text{ Kg/cm}^2.$$

n para varillas corrugadas con el diámetro final es $J_d = 0.9075 f_c'$.

$$\sum_0 = \frac{9375}{0.5 \times 0.856 \times 25} = 41 \text{ cms.}$$

En 9 varillas $\sum_0 = 36.0$ cms, como se necesitan 41 cms. se pondrán 10 varillas, es decir $\sum_0 = 40.0$ cms, quedando el armado modificado por adherencia.

Ø 12.7 mm (1/2") @ 10 cms.

Hierro secundario. Refuerzo por temperatura.

$$ast = (0.002 - 0.003) f_{cbd} = 0.0025 \times 2, \times 100$$

$$ast = 0.25 \text{ cms}^2. \quad (\text{Ver Lib 18})$$

con varilla de 12.7 mm.

Ø 12.7 @ 20 cms que cumple con las especificaciones de separación de refuerzo por temperatura < 5 h. (Ver lib 18).

$$20 < 5 \times 27$$

Restricción, la losa quedará

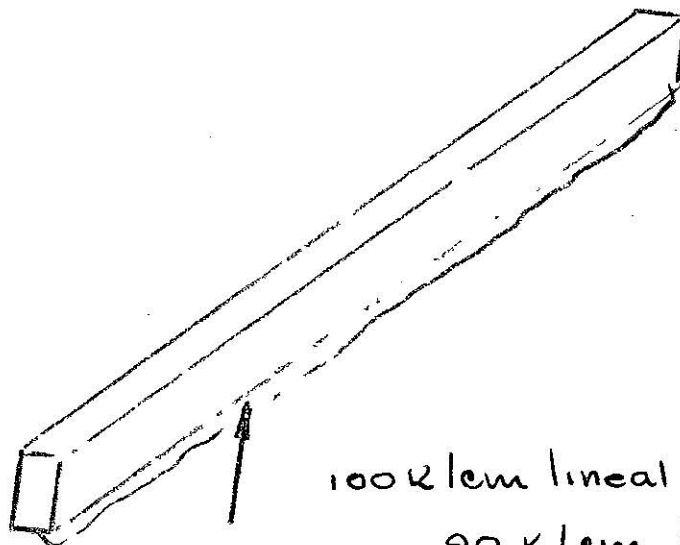
$$d = 23 \text{ cm}$$

$$h = 27 \text{ cm}$$

$$A_s = \phi 12.7 @ 10 \text{ cm}$$

$$A'_s = \phi 12.7 @ 20 \text{ cm}$$

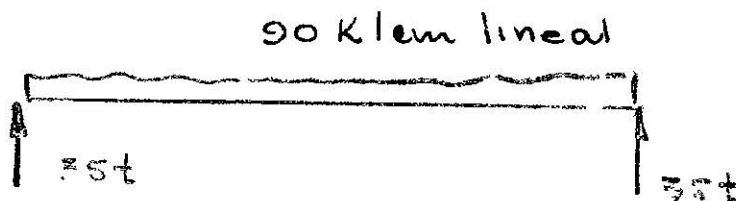
B. Trabes de liga.



100 K/cm lineal - peso propio
90 K/cm lineal

Se considerarán como vigas semiempotradas.

Calculándolas como vigas simplemente apoyadas (balanceadas).



$$K = \frac{wL^2}{10} = \frac{90 \times 10^2}{10} = 9.00 \times 10^6 \text{ Kg-cm.}$$

$$k = \frac{1}{1 + \frac{K_s}{K}} = \frac{1}{1 + \frac{1265}{9.00 \times 10^6}} = 0.432$$

$$j = 1 - \frac{k}{3} = 1 - \frac{0.432}{3} = 0.856$$

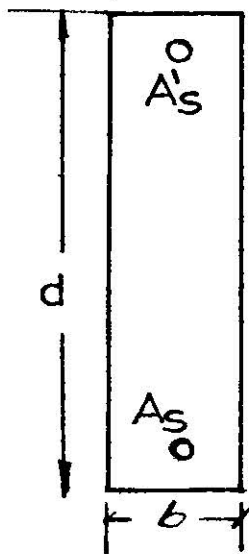
$$b = \frac{4.53 \times 10^5}{d^2}$$

$$A_s = \frac{9900}{d}$$

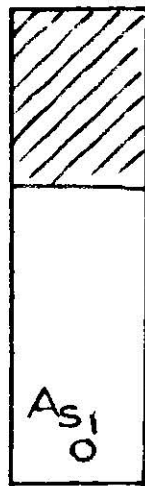
b	d	h=d+5	bh (cm ²)	A (cm ²)	
200	50				
93	70				
56	90	95	5320	108	
50	95	100	5000	104	
453	100	105	4760	99	11 ϕ 1 $\frac{1}{2}$
315	120	125	3940	83	
20	150	155	3100	66	

Como viga de sección doblemente armada.

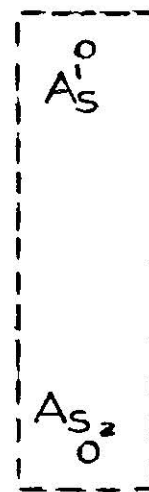
doblemente
armada



sección
balanceada



par de
fierro



$$A_s' = \frac{M_e - k b d^2}{n f_c \frac{k d - d'}{k d} (d - d')}$$

$$A_{s2} = \frac{M_e - k b d^2}{f_s (d - d')}$$

$$A_s = A_{s1} + A_{s2}$$

$$A_{s1} = \frac{k b d^2}{f_s j d}$$

M_e momento exterior

$$u = \frac{1}{2} f_0 u_0^2 = 5.32 \times 10^6$$

$$u^2 = \frac{5.32 \times 10^6}{2.7} = 45,000$$

Asignando valores a una o las lógicas se en la la ora, se hacen las comparaciones y se seleccionan los valores más convenientes.

$$b = \frac{4.5 \times 10^5}{4} \quad A_2 = \frac{u}{f_0 u} = \frac{10.64 \times 10^6}{10 \times 0.1 \times 10^3}$$

$$A_2 = \frac{1064}{1} = 1064$$

El Sal día anterior propone una viga anticomún; por lo tanto se calculará como doblemente armada.

Se supondrá una sección de 0.30 x 1.20 m.

Área de acero.

Hierro de tensión.

$$b = 30 \text{ cm.} \quad d = 11.5 \text{ cm.} \quad h = 120 \text{ cm.}$$

$$A_{s1} = \frac{f_0 u^2}{k} \quad k = \frac{1}{2} f_0 k_1 \quad A_{s2} = \frac{u^2 - k_1 u^2}{1.5 (1 - k_1)}$$

$$k = \frac{1}{1 + \frac{f_0 u}{1.5}} = \frac{1}{1 + \frac{10.64 \times 10^6}{1.5 \times 10^3}} = 0.114$$

$$j = 1 - \frac{k}{3} = 1 - 0.114 = 0.856$$

$$k_1 = \frac{1}{2} \times 3 \times 0.114 \times 5.4 \times 10^3 = 1.6 \text{ Kg/cm.}^2$$

$$k_1 d = 0.432 \times 115 = 50$$

$$A_{s1} = \frac{1.6 \times 30 \times 1.2^2}{2.5 \times 0.856 \times 1.5} = 37 \text{ cm.}^2$$

$$A_{s2} = \frac{5.32 \times 10^6 - 1.6 \times 10^6}{1.5 \times 1.5} = 4.93 \text{ cm.}^2$$

$$A_s = 37 + 4.93 = 41.93 \text{ cm.}^2$$

$$A_s = 4 \# 31.7 \text{ cm (1-1/4") + 2 \# 25.4 cm (1")}$$

Fierro de compresión

$$f'_c = 8.10 \text{ Kg/cm}^2$$

$$A'_c = \frac{f'_c \cdot A_g}{f'_s} = \frac{7.9 \cdot 10^3}{11.5} = 686.9 \text{ cm}^2$$

$$A'_c = 2 \phi 22.2 \text{ (7/8")}$$

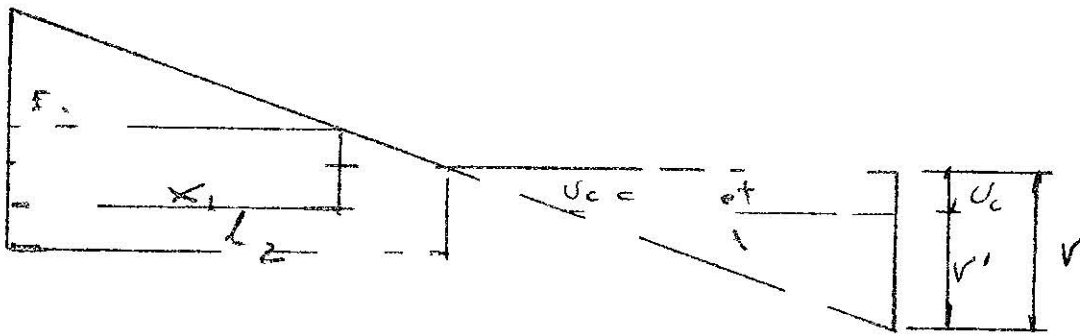
Si se considera $f'_s = 11.5 \text{ Kg/cm}^2$ (ver bi 13).

A'_c se modifica:

$$A'_c = \frac{7.9 \cdot 10^3}{11.5} = 686.9 \text{ cm}^2$$

$$A'_c = 2 \phi 22.2 \text{ (7/8")}$$

Revisar por esfuerzos cortantes



$$V = K \cdot \frac{W_L}{2} = \frac{10 \cdot 11}{2} = 55 \text{ Kg}$$

$$v = \frac{V}{A_g} = \frac{55}{5.2 \cdot 11} = 0.95 \text{ Kg/cm}^2$$

$$v_c = 0.3 f'_c = 0.3 \cdot 8.10 = 2.43 \text{ Kg/cm}^2$$

$$v' = 0.95 - 2.43 = 1.48 \text{ Kg/cm}^2$$

$$A'_c = \frac{V' \cdot L_1}{v} = \frac{1.48 \cdot 11}{0.95} = 17.1 \text{ cm}^2$$

El volumen de esfuerzos que toman los estribos es:

$$V' = \frac{V' \cdot L_1}{2} = \frac{1.48 \cdot 11}{2} = 8.1 \text{ Kg}$$

Cálculo de número de estribos. (Ver sub 13).

Diámetro	6.3	9.5	12.7	15.8	19	22.2
Capacidad	710	1600	2145	4245	6390	8710

Se usan los estribos de 12.7 mm (1/2") por ser todavía más baratos.

$$N = \frac{17700}{2145} = 8.25 \approx 16 \text{ estribos}$$

Revisión por adherencia y anclajes:

$$u = \frac{V_u}{\sum \sigma_j d}$$

Por especificaciones del Comité Unido (Ver sub 13)

Barras lisas sin anclaje final $u = .04 f'_c$

Barras corrugadas sin anclaje final $u = 0.06 f'_c$

Barras lisas con anclaje final $u = 0.06 f'_c$

Barras corrugadas con anclaje final $u = 0.07 f'_c$

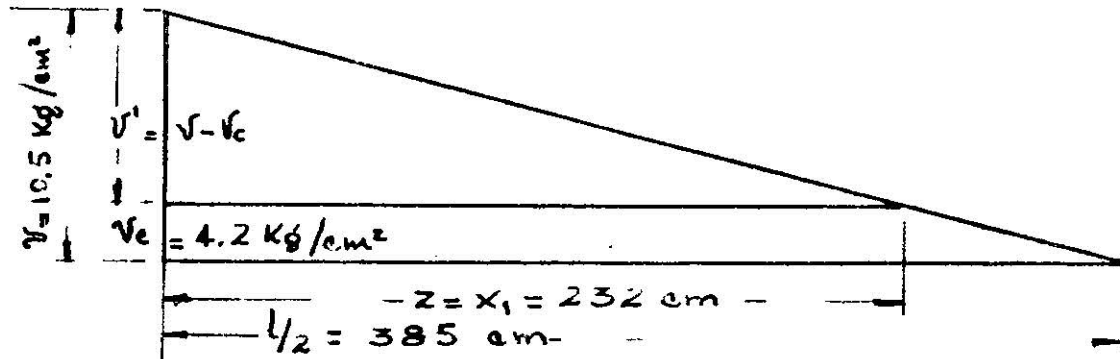
La capacidad de adherencia del acero es:

$$V_u = u \sum \sigma_j d$$

$$V_u = 0.075 \times 140 (10 \times 4 + 8 \times 2) \times 0.856 \times 115 = 7500 \text{ Kg.}$$

Tomando como dato el esfuerzo cortante, la fuerza de adherencia a que están sometidos el fierro y el concreto es:

Distribución de estribos



Separación de estribos: (e_k)

donde: k N° del estribo 1,2,3, etc
 n N° de estribos, 16

$$e_k = \frac{z}{k \sqrt{n}} \sqrt{k-0.5}$$

$$e_1 = \frac{232}{\sqrt{16}} \sqrt{0.444} = 57.8 \sqrt{0.444} = 38.6 \text{ Diferencia}$$

$$e_2 = 57.8 \sqrt{1.5} = 70.8 \quad 32.2$$

$$e_3 = 57.8 \sqrt{2.5} = 91.2 \quad 20.4$$

$$e_4 = 57.8 \sqrt{3.5} = 108.0 \quad 16.8$$

$$e_5 = 57.8 \sqrt{4.5} = 123.0 \quad 15.0$$

$$e_6 = 57.8 \sqrt{5.5} = 135.5 \quad 12.5$$

$$e_7 = 57.8 \sqrt{6.5} = 147.0 \quad 11.5$$

$$e_8 = 57.8 \sqrt{7.5} = 158.0 \quad 11.0$$

$$e_9 = 57.8 \sqrt{8.5} = 169.0 \quad 11.0$$

$$e_{10} = 57.9 \sqrt{9.5} = 178.0 \quad 9.0$$

$$e_{11} = 57.9 \sqrt{10.5} = 187.0 \quad 9.0$$

$$e_{12} = 57.9 \sqrt{11.5} = 196.0 \quad 9.0$$

$$e_{13} = 57.9 \sqrt{12.5} = 204.0 \quad 8.0$$

$$e_{14} = 57.9 \sqrt{13.5} = 212.0 \quad 8.0$$

$$e_{15} = 57.9 \sqrt{14.5} = 220.0 \quad 8.0$$

$$e_{16} = 57.9 \sqrt{15.5} = 227.0 \quad 7.0$$

$$u = \frac{V}{Z \sigma_c} = \frac{3770}{50 \times 0.050 \times 115} = 4.92 \text{ kg/cm.}^2$$

Si se consideran las capacidades anotadas, la capacidad del fierro corrugado con anclaje fino es:

$$u = 0.075 f'_c = 0.075 \times 140 = 10.5 \text{ kg/cm.}^2 > 4.92 \text{ kg/cm.}^2$$

Anclaje.

Para que el fierro desarrolle la fatiga f_s es necesario que el ancla sea suficientemente larga:

$$A_s f_s = l_a \times o \times u$$

donde:

l_a es la longitud del ancla, cm.

o perímetro de la varilla, cm.

u esfuerzo de adherencia, kg/cm.^2

Para varillas de 31.7 mm (1-1/4").

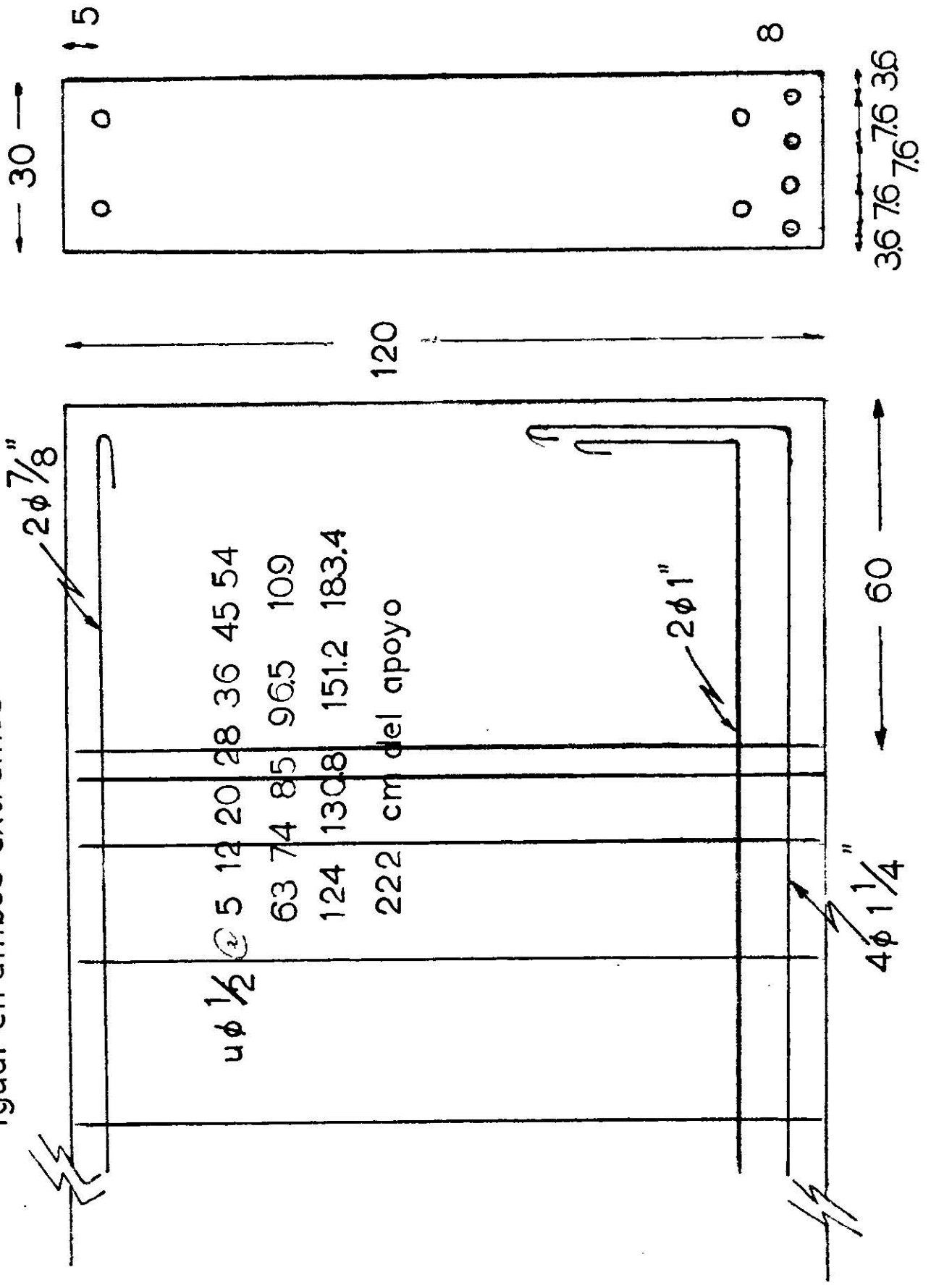
$$l_a = \frac{A_s f_s}{o u} = \frac{237 \times 1245}{11 \times 10.5} = 94.5 \text{ cm.}$$

Para varillas de 25.4 mm (1").

$$l_a = \frac{A_s f_s}{o u} = \frac{5.07 \times 1265}{8 \times 10.5} = 76 \text{ cm.}$$

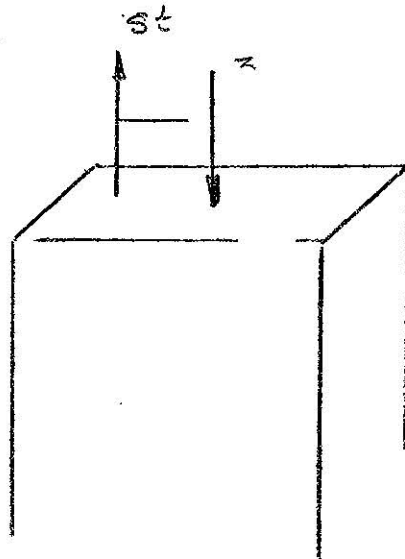
ARMADO DE LAS TRABES DE LIGA

Igual en ambos extremos



Muros de apoyo.

Se calcularán como columnas cortas de estridos.



Se considerará por sero la columna con una car a axial = 35 tons.

$$f_c = 1125 \text{ kg/cm}^2$$

$$P = 2 \times 3.5 = 70 \text{ tons.}$$

Relación de esbeltez:

$$\frac{l}{b} = \frac{450}{60} = 6.7 < 13 \text{ corta}$$

Especificaciones para columnas cortas de estridos (Ver dia 18).

$$\text{Capacidad } P = 0.18 f'_c A_g + 0.8 A_s f_s$$

$$\text{Límite de } p \quad 1\% < p < 4\%$$

Refuerzo vertical mínimo $4 \# 13.3 \text{ mm}$

Espaciamiento $16 \#$ varillas verticales $6 \# 13 \#$ de los es. s'cos.

donde:

P es la capacidad de la columna

A_g el area de la sección recta de concreto.

A_s es el area de acero.

p el porcentaje el area de acero comparada a la del concreto.

Fierro v. típic.

$$A_g' = 180 \times 160 = 10800 \text{ cm}^2$$

$$p = \frac{1}{0.5 f_g} \left(\frac{F}{A_g} - 0.18 f'_g \right)$$

$$p = \frac{1}{0.5 \times 11.5} \left(\frac{70000}{10800} - 0.18 \times 140 \right)$$

$$p = 0.5 \times 141 (0.5 - 25.2).$$

El resultado anterior le dice que con las dimensiones propuestas la columna está excesiva. Provisando para una columna de sección menor 60×60 cm, resulta:

$$p = 0.5 \times 141 (29.2 - 25.2) = 0.20504 \%$$

es decir el área de acero necesaria en una columna de 60×60 cm, para soportar una carga de 70000 kg es:

$$A_g = A_{gp} = 2400 \times 0.20504 = 13.3 \text{ cm}^2$$

Este resultado no cumple las limitaciones impuestas por especificaciones para p .

Por necesidades de equipo la columna debe tener en su coronamiento 180×60 cm. Armande la columna según especificaciones, resulta:

$$A_g = 0.01 \times 180 \times 60 = 108 \text{ cm}^2$$

$$A_g = 22 \phi 25.4 \text{ mm (1")}$$

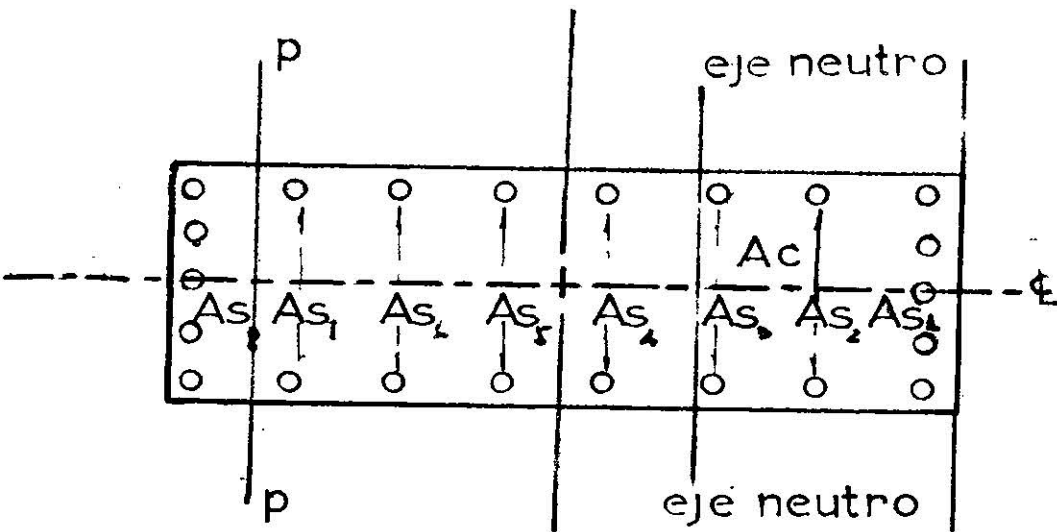
Estricosa:

$$O_s = 0.02 A_{gp} \text{ (ver alb Lu)}$$

donde:

$$O_s \text{ es el área de un estribo.}$$

Revisión por carga excéntrica



$$\begin{aligned}
 A_{s_1} &= 25.5 \text{ cm}^2 \\
 A_{s_2} &= 10.2 \\
 A_{s_3} &= 10.2 \\
 A_{s_4} &= 10.2 \\
 A_{s_5} &= 10.2 \\
 A_{s_6} &= 10.2 \\
 A_{s_7} &= 10.2 \\
 A_{s_8} &= 25.5 \\
 A_c &= 3600
 \end{aligned}$$

Localización del eje neutro

Segmento	Area	Xpp	Spp	Ipp
$A_{s_1} = 25.5 \times 15 = 382$		156	59400	9250000
$A_{s_2} = 10.2 \times 15 = 156$		132	20600	2730000
$A_{s_3} = 10.2 \times 15 = 156$		108	16800	1820000
$A_c = 60 \times 60 = 3600$		131	470000	61500000
$A_{s_4} = 10.2 \times 15 = 156$		82	12800	1050000
$A_{s_5} = 10.2 \times 15 = 156$		58	9200	532000
$A_{s_6} = 10.2 \times 15 = 156$		34	5300	180000
$A_{s_7} = 10.2 \times 15 = 156$		10	1560	15600
$A_{s_8} = 25.5 \times 15 = 382$		-14	-5300	+7450
			<u>595660</u>	<u>77085050</u>

$$H = \frac{I_{pp}}{S_{pp}} = \frac{770}{595} = 1.31$$

A_{vv} es el área de las varillas verticales.

$$D_e = \sqrt{0.98} \quad D_{vv} = 0.28 \times 2.54 = 0.71 \text{ cm.}$$

D_e diámetro de los estribos.

D_{vv} diámetro de las varillas verticales.

se usarán estribos de 0.79 cm. (5/16").

separación. se puede tomar

16 ϕ varillas verticales ϕ 48 ϕ es traves ϕ b

$$16 \phi \text{ vv} = 16 \times 2.54 = 40 \text{ cm.}$$

$$48 \phi \text{ est} = 48 \times 0.79 = 38 \text{ cm.}$$

$$b = 60 \text{ cm} = 60 \text{ cm.}$$

La separación que rige es

$$\phi \text{ 7.9 mm } \textcircled{C} \text{ 38 cm.}$$

Fatiga de trabajo del concreto.

$$f_s = \frac{F}{A_s} = \frac{75 \text{ (k) } \times 123}{10000} = 11.8 \text{ Kg/cm.}$$

$$f_s = 11.8 < 140 \text{ Kg/cm.}$$

Fatiga de trabajo del acero.

$$f_a = n f_s \frac{d-x}{x} = 15 \times 11.8 \frac{12}{13} = 790 \text{ Kg/cm.}^2$$

$$f_a = 790 < 1125 \text{ Kg/cm.}^2$$

Refuerzo en las bases para motor y reductor.

Como se supuso que los muros de apoyo principales son los más fatigados y el área de acero calculada no está dentro de las recomendaciones mínimas para p , el refuerzo de las bases se hará solo con la especificación del 1% del área bruta de concreto, es decir:

$$\phi \text{ 12.7} \quad 10 \text{ cm. arriba y abajo}$$

$$\text{Estribos de 7.9 mm} \quad 10 \text{ cm.}$$

CAPITULO VI

Instalación

Para saber a cuánto asciende la inversión en la compra e instalación del equipo cuyo aspecto técnico ha sido tratado en los capítulos anteriores, a continuación se presenta un estudio de financiamiento en el cual se sintetizan los cálculos, trámites y movimientos en libras, necesarios para llevar a cabo la operación.

El molino Allis Chalmers tiene un valor en libras de 27,200.00. Al tipo de 12.50 x 1 hace un total de ----- \$ 34,375.00 d.M.

Es conveniente, para asegurar fecha de entrega y dar solidez en la operación de compra-venta, instruir un Fondo Documental Irrevocable en un Banco que tenga nexos directos con la plaza de venta, para lo cual después de haber hecho la solicitud pertinente, se depositará como avance un 15% del importe total del crédito, que en el caso presente, será de D.M. 3,784.50 equivalentes a £27,400.00 d. M.

Una vez que la fianza esté en disposición de hacer el av. arque, -- presentará la documentación a la institución bancaria correspondiente del banco que haya abierto el crédito, la que cubrirá su importe y avisará a su correspondiente del pago y cargos extras que hubiera. Al recibir este aviso, el banco en México, hará a su vez el pago a su cor. e. y avisará un estado de cuenta con aviso al comprador. Para este caso el total del crédito, más comisiones y gastos extras. En términos generales, la liquidación será:

BANCO NACIONAL DE MEXICO, S. A.

Liquidación total al Crédito Documental Irrevocable No. 7083 extendido a favor de Allis Chalmers Co. amparando un molino de bolas:

Pago efectuado por nuestro corresponsal en Dlls.	25,530.00
más: Comisión,	<u>255.30</u>
	25,785.30
menos: Depósito en Garantía	<u>3,744.50</u>
	22,040.80
Comisiones	<u>22.00</u>
	22,062.80
± estas varias (telegramas, portes postales)	<u>17.50</u>
	<u>22,040.30</u>
	NETO Dlls. 22,040.30

Son Dlls. 22,040.30 al tipo de 12.50 x 1 " \$ 275,503.75

Contablemente, la operación de compra debe registrarse de la siguiente manera, por la institución del crédito, Junio 15 de 1955.

	D	H
Depósitos en garantía	47,300.00	
Caja y Bancos		47,300.00

Depósito instituido para garantizar la operación de compra venta de un molino de bolas, según CCI No. 7083 abierta por el Banco Nacional de México, S. A., a favor de Allis Chalmers Co.

Al mismo tiempo es conveniente abrir dos cuentas de Orden, para registrar las cartas de Crédito, como sigue: Junio 15 de 1955.

	D	H
Cartas de Crédito - Proveedores	315,375.00	
Cartas de Crédito - Bancos		315,375.00

Registrando la CCI No. 7083 a favor de Allis Chalmers Company por un bolino de bolas, abierta por el Banco Nacional de México, S. A.

Una vez que haya sido cubierto el banco el total del crédito, éste entregará la documentación de embarque que constará cuando menos de tres tantos de la factura original, visados por el cónsul mexicano en la Plaza de embarque y tres tantos de la Lista de Embarque, que al banco debe endosar a nombre del comprador. Esta documentación, para evitar demoras y engorros conviene entregársela a un agente aduanal, serio y solvente quien se encargará de la tramitación e internamiento en el país de la maquinaria, - pasando a su debido tiempo la cuenta de gastos que haya originado el embarque.

Para registrar en contabilidad el pago efectuado al banco se procede rá así:

Junio 10. 1955.	D	H
Mercancías en Tránsito	322,803.75	
Caja y Bancos		275,503.75
Depósitos en Garantía		47,300.00

Pago efectuado al Banco Nacional de México, S. A. encubriendo la totalidad del CCI-7083 esperando un bolino de bolas.

Y se debe cancelar las cuentas de orden como sigue:

Junio 10. 1955.	D	H
Cartas de Créditos - Bancos	315,375.00	
Cartas de Créditos - Proveedores		315,375.00

Cancelación total del CCI-7083 esperando un bolino de bolas por haber sido cubierto en su totalidad.

El agente aduanal se encargará de embarcar el molino a su destino final y su liquidación será cargada a Mercancías en Tránsito, lo mismo que los fletes originados, si no fueron pagados por él.

Como las cuotas y gastos varían muy considerablemente, de una manera conservadora, se puede aumentar un 15% sobre el importe del molino, como gastos aduanales, derechos, comisiones, fletes y varios. En el caso que tratamos, la suma por los anteriores conceptos será de -----
\$ 48,420.56 M. N.

Estos gastos deben registrarse con cargo a Mercancías en tránsito.

Mercancías en Tránsito	48,420.56	
Caja y Bancos		48,420.56

Hasta el momento se ha tratado exclusivamente de los gastos originados por el molino.

Como se hacen necesarios un motor ASEA de 180 HP. Tipo Ma-84 completo con un costo puesto en México de \$ 38,120.00 con interruptor tripolar tipo SB-W en \$7,350.00 y un reductor de velocidad marca Falk, tipo 10 GHF incluyendo coples de entrada y salida con un costo puesto en su lugar de origen de Dlls. 2,160.00 a 12.50 x 1 = \$ 27,000.00 M. N.

Es conveniente seguir el mismo procedimiento de compra que con el molino, pudiendo considerar que el reductor tiene un aumento en el costo por gastos bancarios, aduanales, derechos fletes y varios de un 15% haciendo un total de Dlls. 281.80 equivalentes a \$ 4,860.00 M.N. con cargo a Mercancías de Tránsito de \$ 31,500.00.

Se registran como sigue, los anteriores movimientos:

Maquinaria por instalar:

Motor 130 HP 38,120.00

Reductor FALK 31,860.00

Interruptor 30A 7,350.00

Molino 371,224.31

Caja y Bancos 45,470.00

Mercaancias en Tránsito 403,084.31

Por consiguiente la maquinaria por instalar importa \$ 448,554.31.

Los gastos por instalación se cargarán igualmente a la Cuenta de Maquinaria por Instalar, para lograr el Costo Total de la misma ya instalada.

Instalación de un molino completo \$23,381.43

Por consiguiente la inversión total en maquinaria e instalación, se cargará a "Maquinaria y Equipo" con crédito a maquinaria por instalar.

En el caso presente quedará:

Maquinaria y Equipo \$ 471,935.74

Está considerada la supervisión y administración por lo que se puede estimar que la inversión del Capital ha terminado y se está en posibilidad de establecer la Reserva para Depreciación, según el Artículo 29 F ac. IV de la Ley Federal del Impuesto sobre la Renta, pudiendo por lo tanto amortizar la inversión en 10 años.

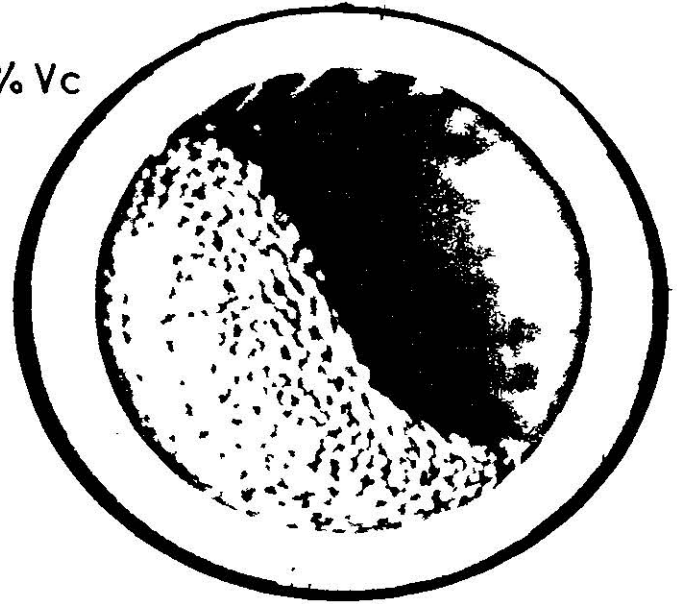
B I B L I O G R A F I A

- (1) González, P.H.: "Materiales Celulares para Construcción", UNAM, Tacuba, D. F. (1952).
- (2) Brown, G.: "Unit Operations", John Wiley & Sons, Incorp. New York, (1950).
- (3) Taggart, A.: "Handbook of dressing ore", John Wiley & Sons, Inc., New York, (1927).
- (4) Perry, J.H.: "Chemical engineers handbook", John Wiley & Sons, Inc., New York, (1941).
- (5) Borelius och Andersson: "Liporex lätt betong Handbook", - Isab, Stockholm, (1954).
- (6) Allis Chalmers: "Grinding Mills", Allis Chalmers Mfg. Co. Milwaukee, (1951).
- (7) Spotts, H.F.: "Design Machine Elements", Prentice-Hall, - Inc., New York, (1948).
- (8) Falk:
- (9) Palmgren, A. Dr. Ing.: "Técnica de los Rodamientos de Bolas y de Rodillos", S.A.P., Copenburgo, (1947).
- (10) Svenska Kullager Fabriken: "Rodaamientos de Bolas-Rodaamientos de Rodillos", S.A.P., México, I. F., (1948).
- (11) Oberg, E. & Jones, F. L.: "Machinery's Handbook", The Industrial Press, New York (1954).

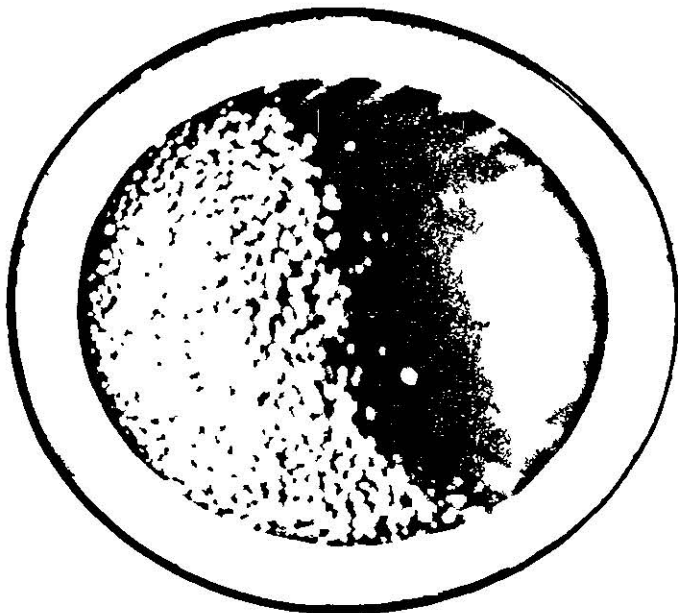
- (12) Badger, W.L. & McCabe, W.L.: "Elements of Chemical Engineering", McGraw Hill Book Co. Inc. New York (1936).
- (13) Almena Svenska Elektriska Aktiebolaget: "Motores Asíncronos Tipo MA, MB, MC", ASEA, Västerås, (1954).
- (14) Almena Svenska Elektriska Aktiebolaget: "Circuit Breaker - Type SWS 600 with Interlock Contacts", ASEA, Västerås, (1950).
- (15) Almena Svenska Elektriska Aktiebolaget: "Installation and Maintenance of Oil Immersed Reactor Starts Type FTK", -- ASEA, Västerås, (1950).
- (16) Heral F.: "Hornigón Armado", Dossat S. A. Madrid, (1951).
- (17) Alvarez Icaza: "Proyecto de Estructuras de Concreto Armado para Edificios", México, (1944).
- (18) American Concrete Institute: "Recommended Practice and Standard Specifications for Concrete", ACI, Detroit, (1948).
- (19) Paulín E.: "Concreto", UNAM, México, (1949).

COMPORTAMIENTO DE LOS
CUERPOS DE MOLIENDA A
DIFERENTES PORCENTAJES
DE LA VELOCIDAD CRITICA

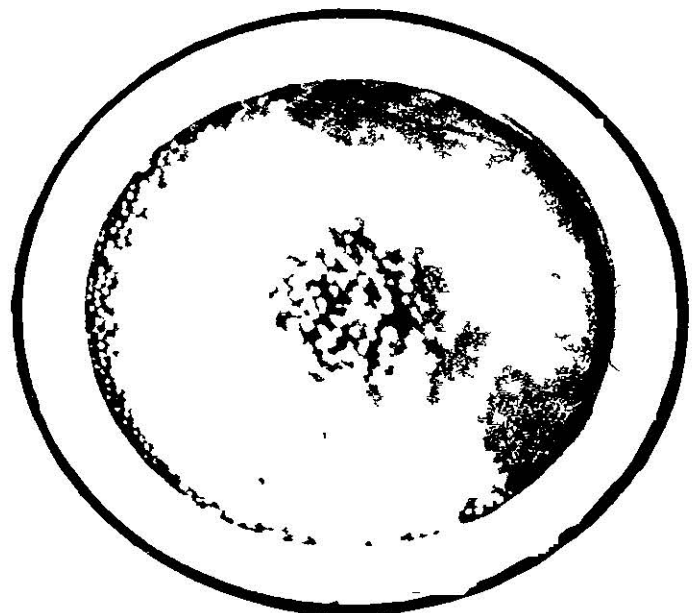
58% V_c



70% V_c



80% V_c



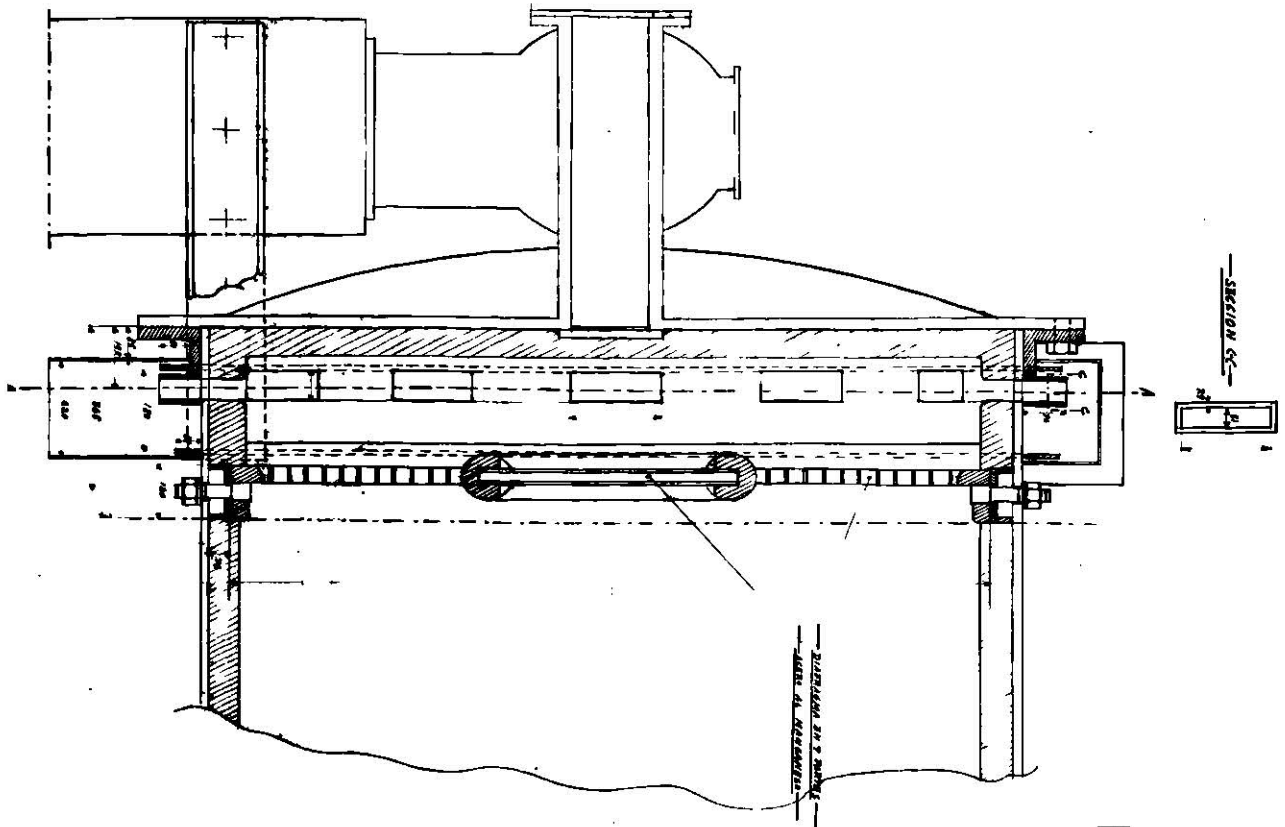
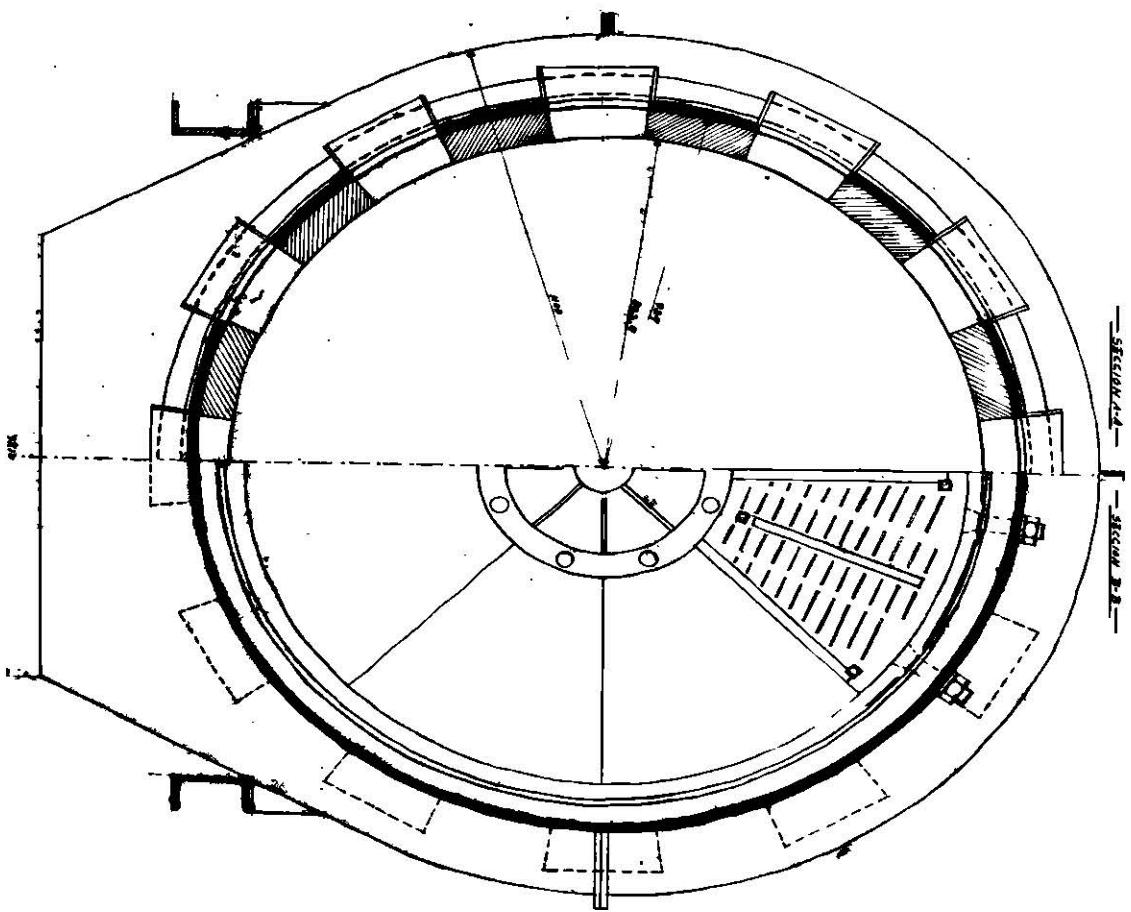


FIG. 2



MODIFICACIONES A LA
 CAMARA DE MUEBDA
 1.000/1000 20 3 2000/1000

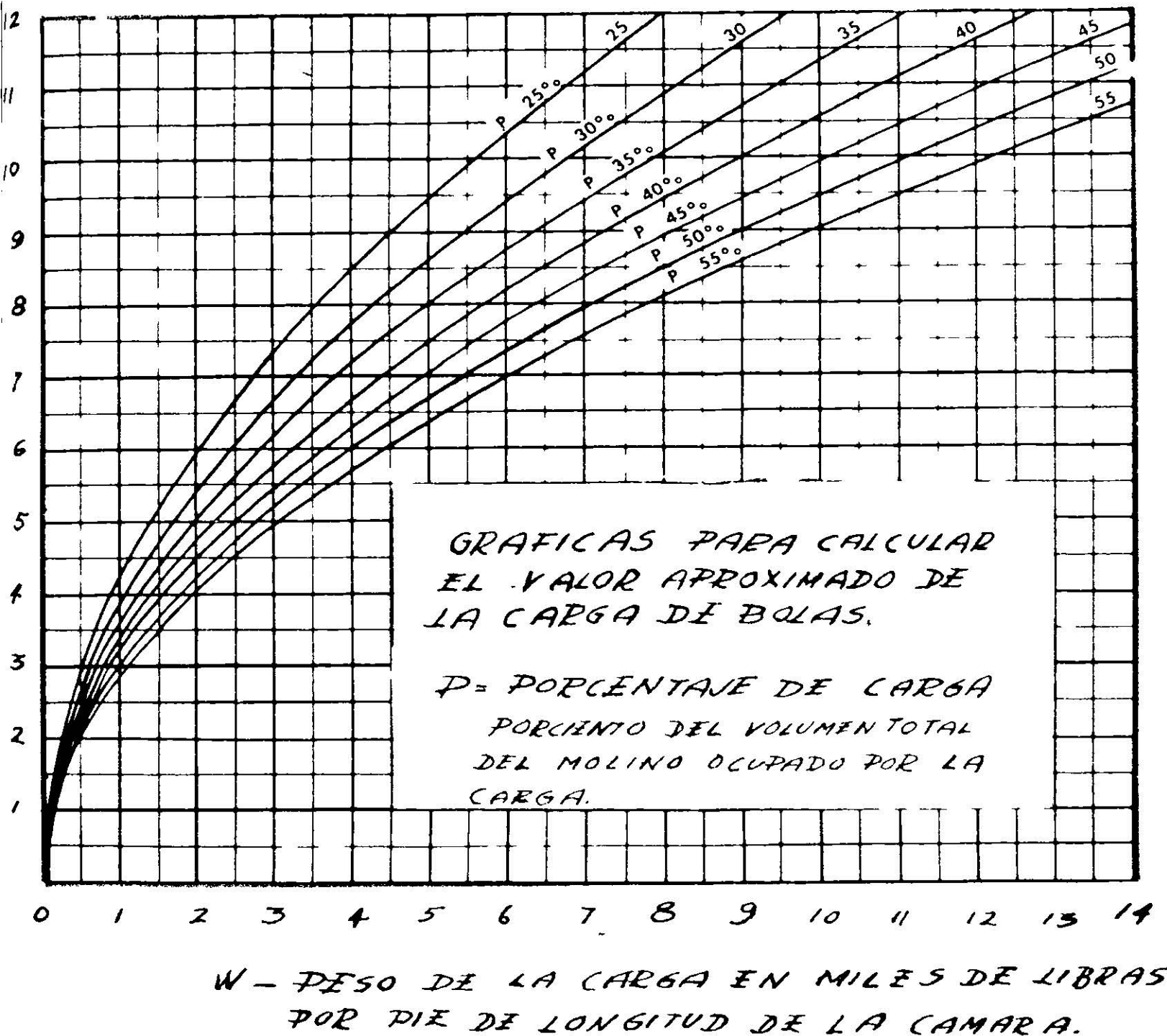


FIG.5

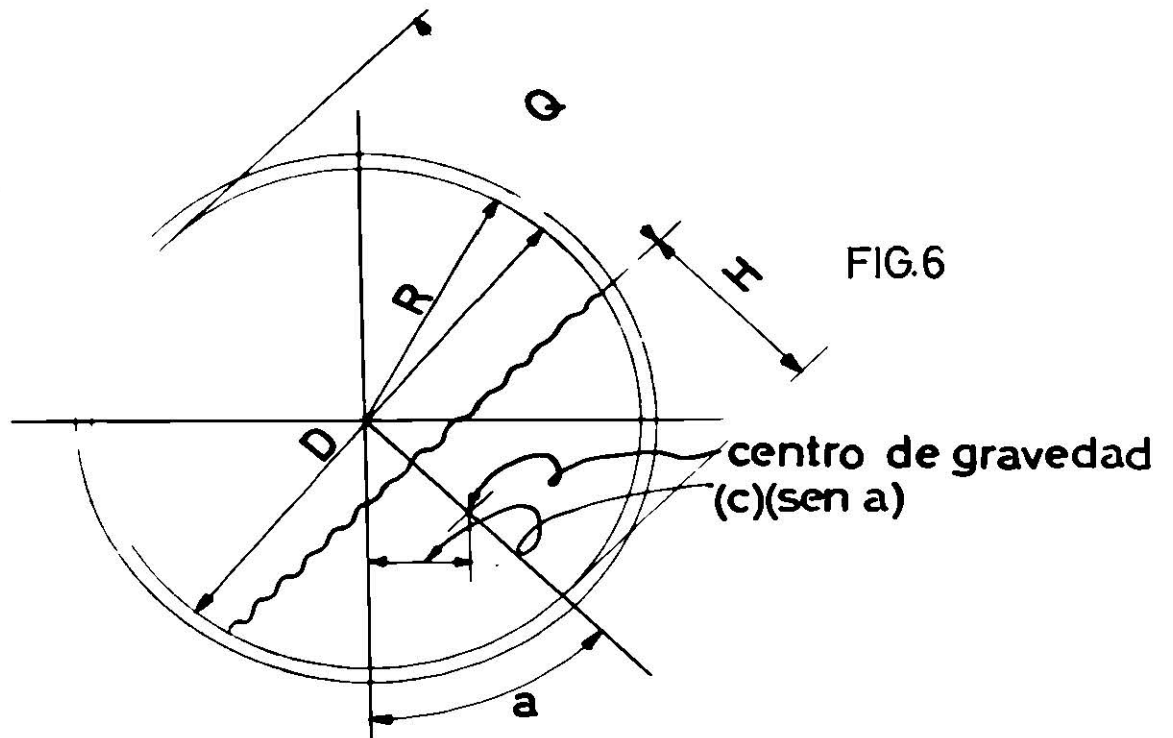


FIG.6

Representacion grafica de la carga de bolas en el molino y los factores que afectan el calculo de la potencia.

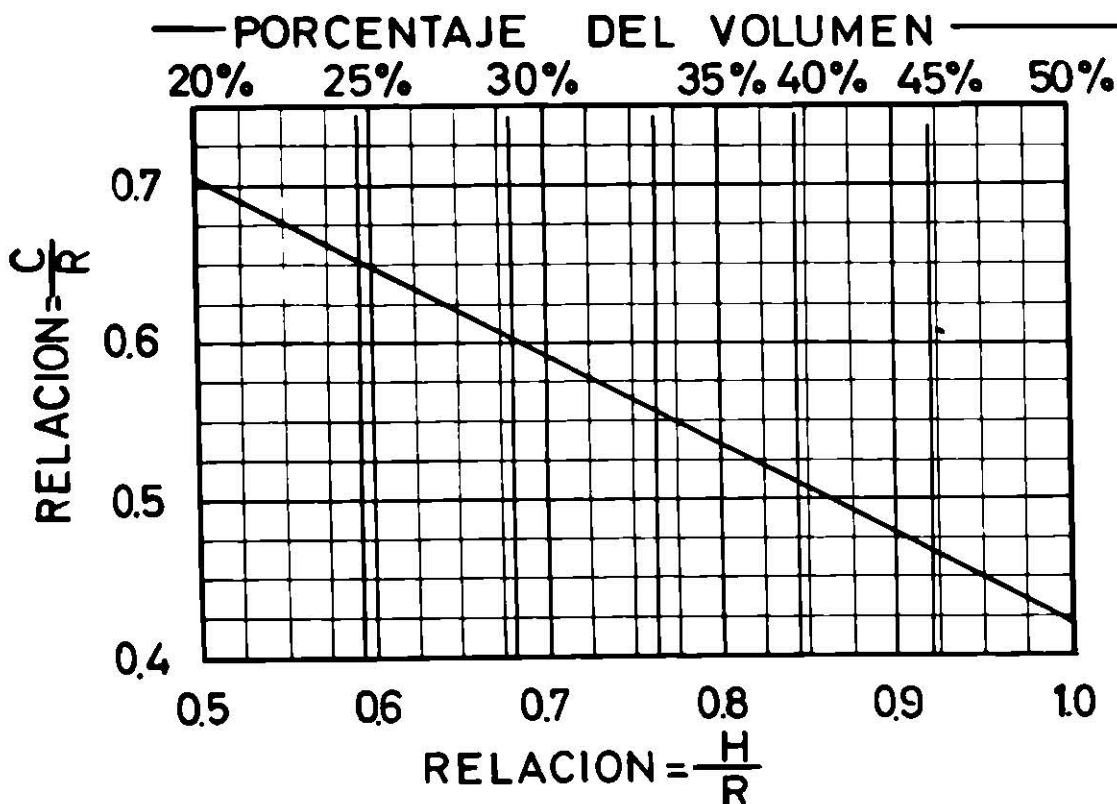
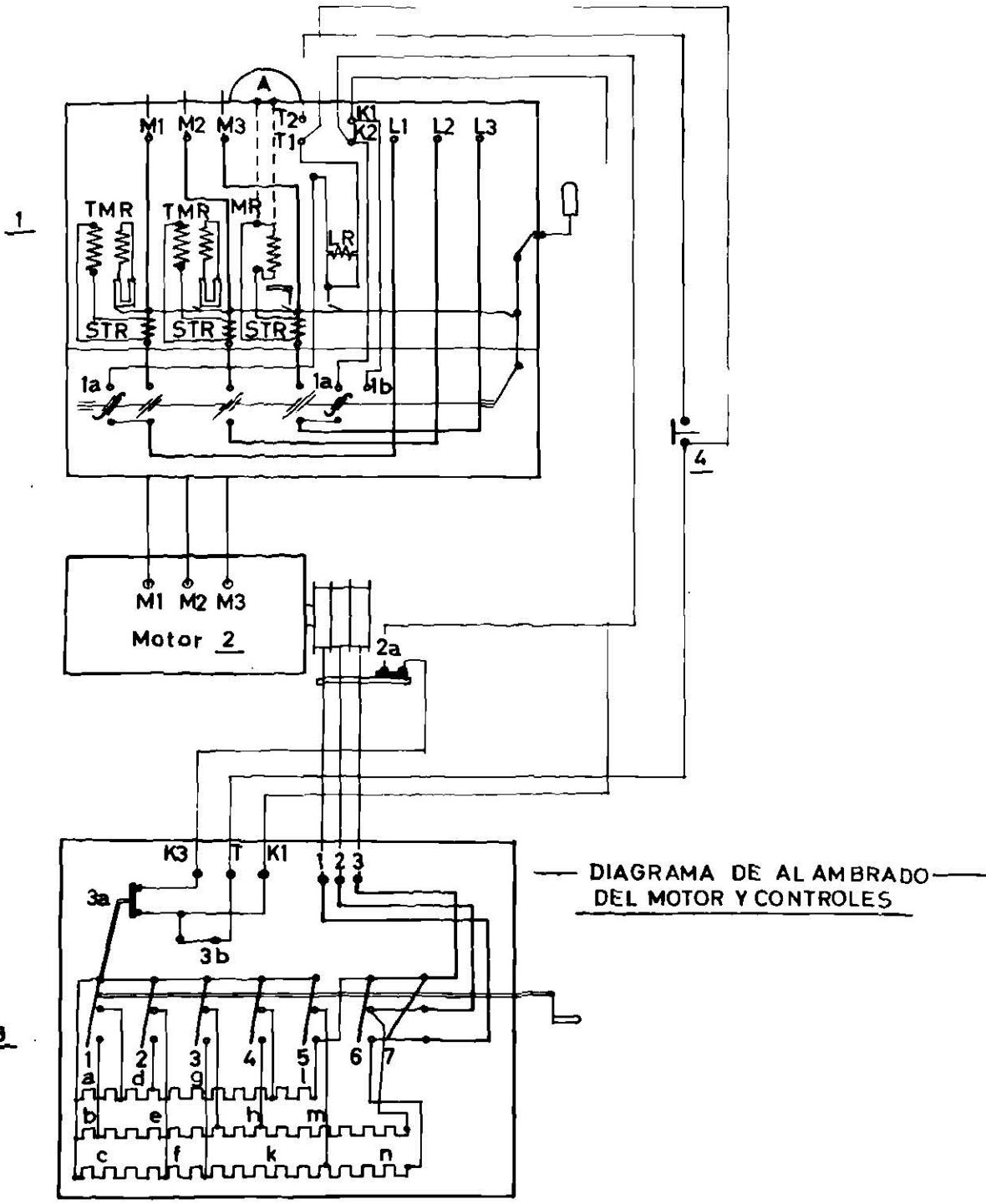


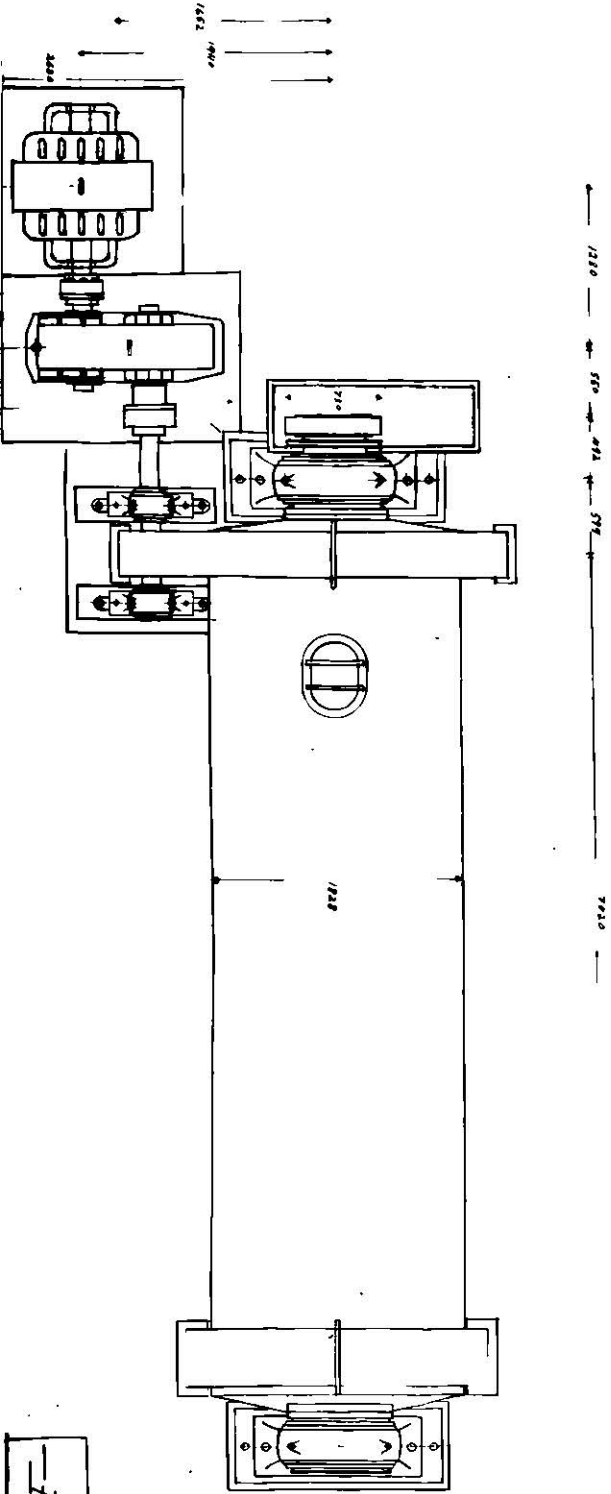
FIG.7

Relacion entre la altura, porcentaje de la carga, distancia entre el centro de gravedad de la carga y el eje de giro.

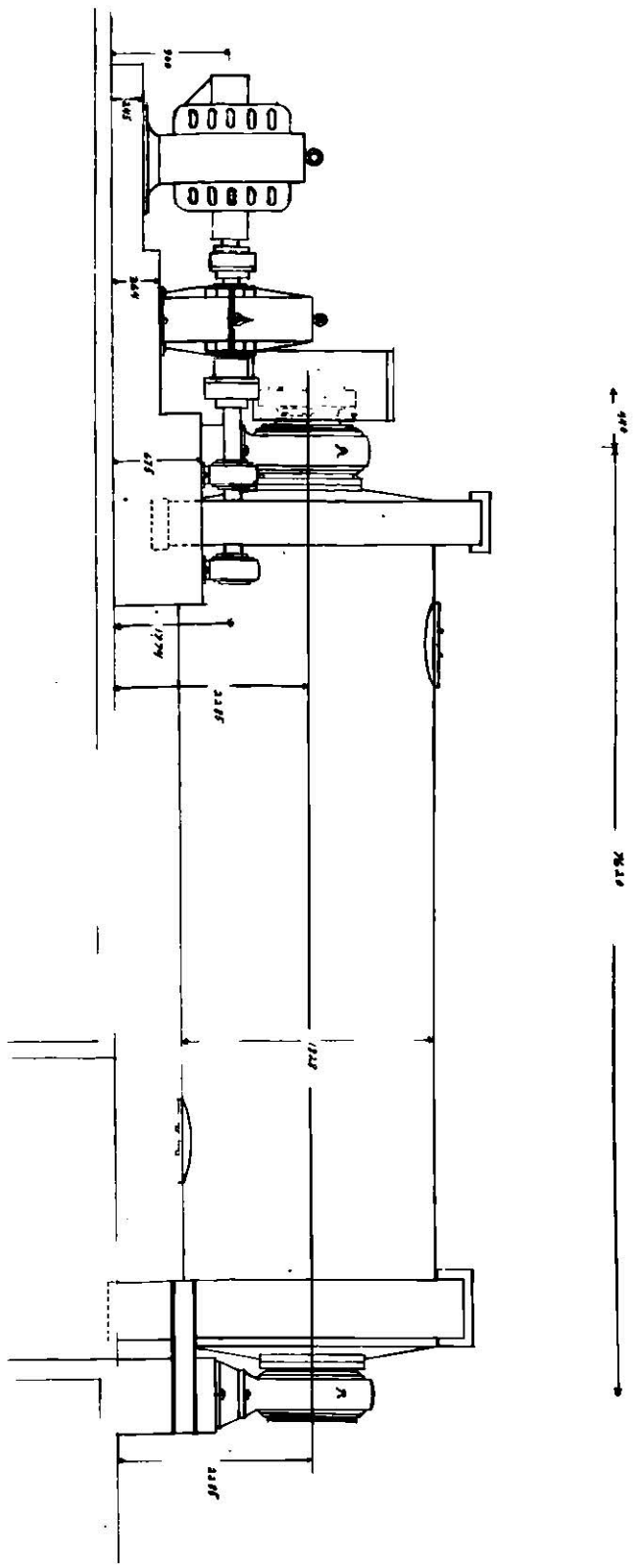


— DIAGRAMA DE AL AMBRADO DEL MOTOR Y CONTROLES —

- 1-Interruptor en aceite ASEA tipo SBW-600
- 1a-Contactos de operación de cierre anticipado.
- 1b-Contacto de operación de cierre simultaneo con los contactos principales.
- TMR-Relevadores térmicos de sobrecarga.
- MR-Relevadores electromagnéticos de sobrecarga.
- LR-Bobina de no voltaje.
- STR-Transformador de corriente.
- A - Amperímetro
- 2- Motor de anillos ASEA tipo MA84
- 2a-Contacto de cierre si las escobillas tocan los anillos.
- 3- Reostato de arranque ASEA de inmersión en aceite tipo PTK 150
- 3a-Contacto de cierre del reostato de arranque si el indicador está en posición (ARRANQUE)
- 3b-Elemento térmico del reostato de arranque abre cuando la temperatura del aceite alcanza 90° C.
- 4- Botón de parada.



1250 550 495 578 7950 1220



300 340 345 520 1250 1220 1250 1220 1250 1220 1250 1220 1250 1220 1250 1220 1250 1220

— PLANO DE CONJUNTO —



DONATIVO

