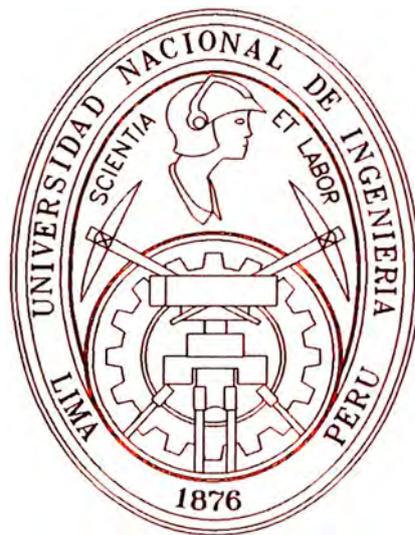


**UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA**

**FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA**



**“DISEÑO DE UN LAMINADOR – MEZCLADOR DE  
CAUCHO CRUDO CON ADITIVOS, DE 50 HP DE  
POTENCIA”**

**TESIS**

**PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE:  
INGENIERO MECANICO**

**RICHARD RIZO MONTAÑEZ ALVIZ**

PROMOCION 1999-II

LIMA - PERU

2004

## INDICE

### “DISEÑO DE UN LAMINADOR – MEZCLADOR DE CAUCHO CRUDO CON ADITIVOS, DE 50 HP DE POTENCIA”

#### I.- INTRODUCCIÓN

#### II.- FUNDAMENTOS TEÓRICOS Y TÉCNICOS.

- 2.1 Fundamentos y características de caucho
- 2.2 Fundamentos u características de los aditivos
- 2.3 Procedimientos de fabricación
- 2.4 Fundamentos del mezclado de los polímeros con los aditivos
  - 2.4.1 Mezcla extensiva, distributiva y homogenización
  - 2.4.2 Mezcla intensiva, dispersiva ó formación de compuestos
- 2.5 Maquinas empleadas en los procesos de aditivación
  - 2.5.1 Mezcla de homogenización
  - 2.5.2 Mezclas intensivas
- 2.6 Descripción del proceso de laminación y mezclado de caucho

#### III.- CARACTERÍSTICAS DE LA MAQUINA A DISEÑAR

- 3.1 Velocidad de aplicación de la fuerza de compresión

#### IV.- CALCULO Y DISEÑO DEL EQUIPO.

- 4.1 Fundamentos para el cálculo de la presión requerida
- 4.2 Cálculo de la presión de laminación
- 4.3 Cálculo de la potencia requerida
- 4.4 Cálculo de potencia requerida del motor de transmisión
- 4.5 Cálculo de las ruedas dentadas
  - 4.5.1 Rueda dentada “A” y 7 piñón motriz “D”
  - 4.5.2 Ruedas dentadas “B” Y “C”
  - 4.5.3 Material de los engranajes
- 4.6 Diseño y cálculo de los cilindros y eje de transmisión
  - 4.3.1 Material de los rodillos
  - 4.3.2 Teoría de la flexión de los rodillos
  - 4.3.3 Cálculo del rodillo n°2
  - 4.3.4 Cálculo del rodillo n°1
  - 4.3.5 Cálculo del esfuerzo máximo cortante en el cilindro
  - 4.3.6 Factor de seguridad
  - 4.3.7 Cálculo del esfuerzo máximo actuante en los ejes de los rodillos
  - 4.3.8 Factor de seguridad
  - 4.3.9 Determinación gráfica de la deflexión de los rodillos

4.7 Cálculo del sistema de refrigeración

4.7.1 Cálculo del caudal requerido

4.7.2 Cálculo de la temperatura de los cilindros

**V.- COSTOS DEL EQUIPO**

**VI.- CONCLUSIONES**

**VII.- BIBLIOGRAFÍA**

**VIII.- PLANOS**

## **PROLOGO**

El presente trabajo titulado “DISEÑO DE UN LAMINADOR MEZCLADOR DE CAUCHO CRUDO CON ADITIVOS, DE 50 HP DE POTENCIA” que presento a disposición del Jurado Calificador, comprende los siguientes capítulos:

**CAPITULO I: Introducción.**

**CAPITULO II : Fundamentos teóricos y técnicos.**

Este capítulo trata sobre los tipos y características de los cauchos y de los aditivos que son compuestos químicos que van a relacionarse con los anteriores a través de varios tipos de procesos que van a depender del tipo de mezcla que se realice , y como y en que proceso es que interviene el equipo que estamos diseñando.

### CAPITULO III : Características de la máquina a diseñar.

En este capítulo se presenta el equipo que vamos a diseñar con las características preliminares es decir con los datos de entrada, y también se plantea los parámetros y datos que vamos a necesitar para comenzar a realizar los cálculos y el diseño.

### CAPITULO IV : Cálculo y diseño del equipo.

Constituye la parte fundamental de la Tesis ya que aquí primeramente se detalla el procedimiento para obtener la fuerza de laminación necesaria, ya que ello es un punto de partida neurálgico para comenzar a realizar los demás cálculos como de la potencia necesaria , cálculos de los rodillos, engranajes, y el sistema de refrigeración del equipo.

### CAPITULO V : Viabilidad de fabricación del equipo.

Esta parte es la justificación económica de una fabricación nacional del equipo, haciendo una comparación del costo de la importación ya que la justificación técnica ya está definida.

## **CAPITULO I**

### **INTRODUCCIÓN**

Los sistemas de mezclado y de laminación de polímeros cumplen una función muy importante en la fabricación de artículos de caucho para uso de toda índole, si miramos a nuestro alrededor nos daremos cuenta que estamos rodeados de objetos de esta naturaleza, la diferencia que los distingue uno del otro es el tipo de composición y proceso al que han sido sometidos.

El propósito de esta tesis es calcular y diseñar un equipo capaz de mezclar el caucho en su estado natural (crudo) con diferentes aditivo químicos, a través de una trituration y compactación de estos por medio de dos rodillos.

El poder realizar los cálculos respectivos no tendrían alguna complicación si no fuera por el hecho de saber como es que se podrá calcular la fuerza de laminación requerida. Para poder realizarlo tuvimos que emplear un método netamente analítico. Como sabemos existe una diferencia en hacerlo por este método a optar por un método empírico pero realizar este último sería imposible por que requeriría un equipo exactamente igual al que vamos a diseñar, por lo

que solamente hemos realizado una contrastación con equipos de diferente potencia y los resultados no pudieron ser mejores ya que hay una similitud muy estrecha.

Los demás cálculos son básicamente en los rodillos , en los engranajes y en el sistema de refrigeración, los métodos empleados están detallados en los capítulos respectivos.

Finalmente podemos decir que este trabajo servirá a todo quien quiera construir un Laminador – Mezclador de cualquier tamaño ó potencia., ésta es una guía práctica y entendible.

## **CAPITULO II**

### **FUNDAMENTOS TEORICOS Y TÉCNICOS**

#### **2.1 FUNDAMENTOS Y CARACTERISTICAS DEL CAUCHO**

El caucho es un polímero cuyas moléculas forman cadenas largas, por lo común de varios millares de átomos de longitud. Como propiedades importantes de este material cabría mencionar, su baja rigidez y resistencia mecánica, su uso frecuente está limitado por condiciones de temperatura, las pruebas mecánicas por ejemplo las de tracción muestran que se deforman cuando se someten por un tiempo a una carga, quiere decir que sus propiedades dependen del tiempo y esta ultima es su característica mecánica más significativa.

Las características listadas antes, representan desventajas en comparación con los metales, la madera, los materiales cerámicos, etc. Obviamente los polímeros poseen una serie de ventajas ya que son muy utilizados e incluso sustituyen a los materiales comunes en muchas áreas importantes.

- Los cauchos se moldean fácilmente lo cual permite la obtención de formas complejas con un mínimo de operaciones de fabricación y acabado.
- Su baja densidad da como resultado productos ligeros.
- Son resistentes a la corrosión y a los ataques químicos.
- Son aislantes eléctricos y térmicos.
- Su flexibilidad los hace útiles.
- Aunque los valores de su resistencia mecánica absoluta y su módulos de elasticidad son bajos, los valores específicos por unidad de peso y volumen son con frecuencia favorables.
- Tiene excelentes propiedades de resiliencia y baja histéresis . Esta es una medida de la energía que absorbe el caucho cuando se deforma, los cauchos de baja histéresis se usan cuando es importante la baja absorción de energía, por ejemplo en las paredes neumáticas de un automóvil.
- Los cauchos también se usan en resortes y montajes absorbentes de impacto por sus cualidades de elasticidad y amortiguamiento.

En su verdadera acepción el caucho es un producto del árbol *Hevea brasiliensis*, original de Brasil, desde donde se extendió a todos los lugares del mundo, aunque otras plantas dan también productos gomosos. Los análisis químicos demuestran que el caucho es un producto de polimerización natural del isopreno:



Los productos resilientes sintéticos están polimerizados a partir de diferentes sustancias químicas o basados en productos químicos, estos productos reciben vulgarmente el nombre de caucho sintético. Por lo que podemos decir que los cauchos se clasifican en cauchos sintéticos y cauchos naturales

**a) Cauchos sintéticos**

En principio el caucho sintético nace como un intento de copiar un caucho natural mediante procesos netamente químicos. Para ciertos fines las propiedades de los sintéticos superan a los naturales, pero en la mayoría de los casos esto no sucede.

**b) Caucho natural**

Es un sólido elástico y coherente obtenido a partir de un líquido lechoso conocido como látex. El caucho se coagula ordinariamente para eliminar el exceso de agua del látex antes de enviarlo al consumo donde tiene a lugar a la manufactura de artículos.

El caucho es prácticamente incompresible , pero su forma cambia fácilmente por la presión. La importancia práctica del caucho se debe a sus propiedades físicas, tales como la resistencia ala abrasión, blandura, tenacidad, elasticidad, impermeabilidad, adhesión y resistencia eléctrica. La inestabilidad del caucho bruto a diferentes temperaturas condujo a los estudios que llevaron al descubrimiento de los procesos de vulcanización. La propiedad más característica del estado vulcanizado es que el caucho puede estirarse repetidamente hasta varias veces su longitud, volviendo siempre a su primera dimensión. Ninguna otra sustancia posee esta propiedad.

El caucho industrial es casi totalmente el producto del árbol tropical conocido como Hevea brasilienses. El látex de este árbol es un líquido lechoso, que sin adición de conservadores pronto se pudre y solidifica parcialmente, es decir se coagula.

El látex se obtiene de los árboles y se envía a la fabrica de plantación para su tratamiento. Se diluye con agua y se deja sedimentar la materia extraña. El látex diluido se coagula con ácido acético, con lo que el coagulo sube a la superficie en forma de un producto pastoso blanco, que se prensa para eliminar la mayor parte de la humedad.

## 2.2 FUNDAMENTOS Y CARACTERÍSTICAS DE LOS ADITIVOS

Los aditivos son sustancias químicas que se mezclan con el caucho crudo con la finalidad de modificar sus propiedades del material, por ejemplo haciéndolo más duro, más flexible ó más barato, es usado también para evitar la degradación del caucho cuando se usa o durante su tratamiento. Enseguida se listan las dos clasificaciones de aditivos.

### 2.2.1 Aditivos modificadores

Los aditivos modificadores como su nombre indica, alteran las propiedades físicas de caucho, quizás los que mas se utilizan son los que se usan para generar enlaces cruzados. En este caso, las cadenas de polímero se unen químicamente una con otra en varios puntos a lo largo de su molécula. Conocer este aspecto de la preparación es importante para controlar las propiedades del producto final. Un ejemplo es la vulcanización de los cauchos. En este procedimiento, el azufre entrelaza químicamente las cadenas de caucho. Para que esta tarea se realice eficientemente, es necesario añadir otros aditivos. El efecto del entrelazamiento cruzado o reticulación es que incrementa la resistencia y rigidez y reduce la

deformación permanente cuando el material se somete a cargas.

Hay muchos tipos y ejemplos de estos aditivos, entre los que se incluyen los siguientes:

Los rellenos de refuerzos, como su nombre lo indica, se usan para incrementar la tenacidad del caucho, el ejemplo más adecuado es el negro de carbono que se añade a los cauchos para este objetivo. Muchos cauchos incluyendo el natural y el estireno-butadieno, que son los ejemplos de mayor uso, se refuerzan gracias a la adición de grandes cantidades de negro de carbono. El efecto más importante es una marcada mejoría en la resistencia a la abrasión, lo cual es importante en muchos de los usos del caucho, por ejemplo en llantas y bandas transportadoras.

Los materiales de relleno que no refuerzan, plastificantes dilatadores, también son sólidos por lo general polvos que se añaden para hacer más barata la mezcla, dar rigidez o reducir su adherencia. Estos aditivos no mejoran las propiedades como ocurre con los rellenos de refuerzo. Los materiales utilizados comúnmente son el Carbonato de Calcio ya sea como caliza molida o como blanco precipitado y el caolín; el último tiene algunas veces un efecto ligeramente reforzador si es bastante fino.

Los plastificantes se usan cuando se desea incrementar la flexibilidad, por lo común son líquidos no volátiles el ejemplo principal es el Cloruro de Polivinilo plastificante flexible. A menudo se usan plastificantes dilatadores líquidos en los cauchos, son aceites de hidrocarburos, estos extienden y abaratan la mezcla de la misma manera que los plastificantes sólidos sin mejorar sus propiedades.

### **2.2.2 Aditivos Protectores**

Hay un número muy grande de aditivos en esta clasificación. Los antioxidantes se usan para proteger la mezcla de la oxidación atmosférica, estos son necesarios para evitar la oxidación durante el proceso de fabricación y también para proteger la estructura del polímero durante la vida útil del producto. En los procesos de fabricación, el caucho a menudo están expuestos a condiciones bastante severas de temperatura y de corte, lo cual favorece el ataque de oxígeno.

Los estabilizadores térmicos tienen una función similar ya que evitan la degradación a altas temperaturas del proceso. Estos aditivos son principalmente importantes en el cloruro de polivinilo, el cual se degrada fácilmente, se oscurece cuando se calienta y desprende Cloruro de

Hidrógeno , para contrarrestar este efecto se ha creado una serie de estabilizadores térmicos.

Los antiozonizantes, son un tipo de antioxidantes especiales que se usan para los cauchos. Los dobles enlaces insaturados de las moléculas de los cauchos son muy sensibles al ataque del Ozono, el ataque se vuelve más riguroso cuando el caucho esta sometido a esfuerzos, el efecto puede verse en las grietas superficiales que se forman en los artículos de caucho que están al aire libre.

También existen los llamados agentes antiestáticos que son útiles para evitar cargas estáticas indeseables, ya sea durante el proceso de fabricación o durante la vida de servicio del producto.

Los lubricantes que se usan en el proceso de transformación sirven para facilitar la masticación del material por la maquinaria que se usa en el proceso. Estos son muchas veces, ceras ó aceites; existen una enorme gama de marcas patentadas que se pueden utilizar en varios productos, y diversas condiciones de obtención. Se clasifican en dos grupos:

- 1) Lubricantes internos, los cuales lubrican los gránulos del polímero, durante el proceso de transformación. Esto

permite una fusión más fácil y fría, estos materiales son con frecuencia parcialmente miscibles con el polímero fundido

2) Lubricantes externos, son esencialmente inmiscibles, lubrican la mezcla para proteger la maquinaria que se usa en el proceso, de esta forma se logra el lado correcto de fricción para que se lleve a cabo el proceso. Es muy importante tener la proporción correcta del lubricante en la preparación, ya que un exceso deterioraría la mezcla y el proceso posterior.

### 2.3 PROCEDIMIENTOS DE FABRICACION

El caucho natural y sintético en su estado normal son demasiado plásticos y no lo suficientemente elásticos para ser útiles, por lo que estos se someten a procesos en los que adquieren propiedades distintas de acuerdo a los requerimientos específicos. Por ello la manufactura consiste esencialmente en la vulcanización para comunicarle elasticidad y reducir plasticidad. Se agregan otros ingredientes para otros fines: evitar la oxidación, comunicarle resistencia a la abrasión, etc.

Una forma de ilustrar mejor estos procesos es dando como ejemplo una aplicación muy conocida; como la fabricación de

neumáticos de automóviles, ya que esta da una idea clara de los fundamentos generales de la manufactura del caucho.

En la figura (2 - 1) pueden verse las características esenciales del proceso que se pueden descomponer en las siguientes operaciones y procesos elementales:

El caucho bruto se amasa y se mezcla en las máquinas de mezclado (por ejemplo un molino de rodillos), el caucho se ablanda a causa de la rotura de sus largas moléculas en otras más cortas. Después se agrega los siguientes aditivos: negro de carbón, óxido de cinc, azufre, caucho regenerado y ablandadores, moliéndose lo suficiente la formula para incorporar todos los productos. Cada uno de los ingredientes cumple una finalidad determinada. El negro de carbón es una carga y sirve para aumentar la resistencia del producto a la abrasión. El óxido de zinc es un acelerador de vulcanización, el azufre es el agente de vulcanización y el caucho regenerado se utiliza para disminuir el costo del neumático acabado. Los productos químicos que actúan como aceleradores de la vulcanización y antioxidantes se incorporan para acortar el tiempo de vulcanización y para proteger el caucho acabado del envejecimiento por la acción del aire y de la luz. Los ablandadores o plastificantes son por lo general aceites minerales o vegetales, ceras y alquitranes.

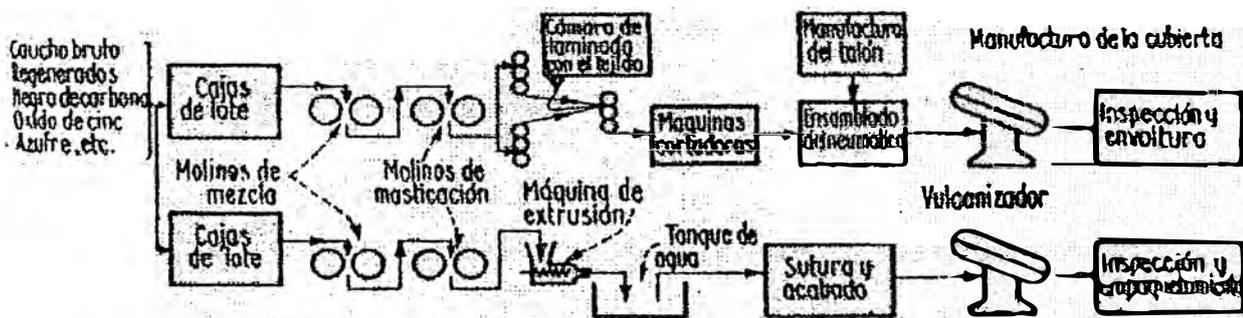
De las máquinas de masticación el caucho pasa a través de calandrias, donde tiene lugar a una laminación fina y entre los rodillos se introducen tejidos de algodón (cuerdas).

Se da forma a las tiras sobre un núcleo de hierro para obtener el armazón del neumático.

El neumático montado se coloca en un molde en la que es tallado el patrón de la rodadura. El calor suministrado por vapor, y la presión, durante un periodo de tiempo controlado muy exactamente, hacen que el azufre vulcanice el caucho.

Finalmente el neumático vulcanizado se inspecciona y envuelve.

Los demás procesos para fabricar otros artículos son parecidos difiriendo evidentemente la formulación.



#### Manufactura de la cámara

Antioxidante	0,14 Kg	Accelerador	0,14 Kg	} Por neumático de automóvil standard
Caucho bruto	6,40 "	Oxido de cinc	0,27 "	
Caucho regenerado	0,90 "	Azufre	0,22 "	
Tejido	2,25 "	Ablandadores	0,46 "	
Negro de carbono	1,32 "	Vapor	0,55 "	
Antioxidante	0,14 "	Mano de obra	0,75 homb/h	

Esquema de la manufactura de cámaras y neumáticos de cubiertas de automóviles.

FIG..2-1

## 2.4 FUNDAMENTOS DEL MEZCLADO DE LOS POLIMEROS

## CON LOS ADITIVOS

El tipo de instalación que se requiere para la producción de mezclas de polímeros y sus aditivos depende de sus formas físicas. Los polímeros básicos se suministran en una variedad de formas que incluyen pacas de caucho sólido, gránulos, polvos de varios tamaños de partículas características, resinas líquidas, el látex. Evidentemente la maquinaria que se requiere para romper las tenaces pacas de caucho y luego mezclarlos con los aditivos, es distinta para un látex. En algunos casos, la naturaleza física de la mezcla depende más del aditivo que del polímero. Es importante establecer los tipos de mezcla que se dan, hay dos funciones básicas para mezclar y los procedimientos individuales ideados para llevar a cabo una u otra de estas, considerando materiales y condiciones.

### **2.4.1 Mezcla Extensiva, Distributiva y Homogenización**

Este tipo de mezcla, conocida también por los otros nombres que se listan, consiste básicamente en revolver todos los ingredientes.

### **2.4.2 Mezcla Intensiva, Dispersiva o Formación de Compuestos**

Con la mezcla dispersiva se logra la mejor dispersión de los aditivos en el seno del polímero. Por lo común se requiere:

- Un cambio físico de los componentes.
- Altas fuerzas cortantes para provocar el cambio.
- Que el polímero esté en estado fundido o en estado gomoso para mezclarlo.

El objetivo es que cada parte de la mezcla tenga la misma composición que otra, en la práctica, esto es algo difícil, la condición puede ser mezclar a proporciones de 1 a 1000. No obstante, este es el objetivo, y es importante efectuar una dispersión y una distribución casi perfectas.

## **2.5 MAQUINAS EMPLEADAS EN LOS PROCESOS DE ADITIVACION**

En las secciones anteriores se clasificaron los objetivos de las mezclas y algunas de sus variaciones básicas. Ahora veremos algunas de las diversas formas para lograr estos objetivos.

### **2.5.1 Mezcla de Homogenización ( mezclas extensivas )**

Los procedimientos para elaborar mezclas de homogenización varían desde el más simple hasta aquel en que se usan máquinas complejas de alta velocidad.

El método más simple es revolver todos los ingredientes secos, por ejemplo, en un tambor de 40 galones colocados sobre un par de rodillos . Este es un procedimiento bastante lento, pero es productivo si no es necesaria una producción alta y si las demandas no son decisivas. (fig.-2.2). En el homogenizador de cintas se lleva a cabo una acción similar. Sin embargo, la cámara es estacionaria y las cintas giran el material constantemente desde las orillas hacia el centro. (fig.-2.3)

Estos homogenizadores pueden encaminarse para equiparles con calentamiento por vapor ó eléctrico, cuando se usan para producir “mezclas secas” de Cloruro de Polivinilo (PVC) , estos contienen Cloruro de Polivinilo pulverizante, plastificante y otros ingredientes como estabilizadores en proporciones menores. Cuando se mezclan estos ingredientes a cierta temperatura (aproximadamente a 100 °C), el polímero absorbe al plastificante y se obtiene un polvo que fluye libremente y que es ideal para la alimentación de máquinas de moldeo por extrusión, mezcladores internos, etc. Estas máquinas son baratas y de fácil manejo

Una máquina de homogenización más compleja y rápida y que se usa para mezclar polvos de PVC es el mezclador de

alta velocidad ó Mezclador Henschel, estas máquinas operan a altas velocidades y forman un remolino de polvos que se calientan por fricción aproximadamente hasta los 200 °C. Pueden adaptarse camisas de agua para funcionar en frío cuando se mezclan polímeros sensibles al calor. (fig.-2.4)

Las mezclas pastosas, se elaboran con frecuencia en Mezcladores de Paleta tipo Z (fig.-2.5). El compuesto para moldeo en pasta es una mezcla con consistencia de jarabe de una resina de poliéster insaturado y cargas, especialmente fibra de vidrio.

Las pinturas y los plastizoles tipo pintura se preparan en Mezcladores de Paleta, los cuales son como mezcladores de alimento doméstico a una escala mayor.

Las maquinarias descritas anteriormente ilustran los tipos principales de procedimientos para hacer mezclas distributivas o extensivas.

### **2.5.2 Mezclas Intensiva (formación de compuestos de caucho)**

Este tipo de formación se necesita alto esfuerzo de corte y maquinaria mucho más reforzada. Muchas veces se requiere calor para obtener un polímero fundido, aunque

no siempre, como se puede ver en el caso de formación de compuestos de caucho.

El mezclador Bambury es un mezclador interno que tiene dos rotores que giran en sentido contrario uno de otro dentro de una cámara (fig.-2.6), cada uno tiene dos o cuatro “aspas” que mezclan, el empujador mecánico mantiene en su lugar la mezcla, las uniformidades de la mezcla se logra por acción del remolino , los rotores y las paredes de la cámara tienen una chaqueta en la que circula vapor de agua ó agua para calentar o enfriar. Estas máquinas tienen bastante capacidad de trabajo y como es obvio posee varios modelos que están en función de su tamaño y capacidad.

Otro mezclador interno es el recientemente creado por la Francis Shaw Ltda., este modelo se conoce como el Intermix, tiene una apariencia muy similar a la del Bambury, pero con las siguientes características:

- Rotores masivos con aletas planas superiores que forman una malla.
- La mezcla entre los rotores es similar a la de un molino.
- Igual que en el Bambury, un empujador mecánico mantiene el material entre os rotores.

- Las delgadas capas resultantes se prestan aun mejor enfriamiento.

El mezclador por excelencia, de más antiguo uso y muy en vigencia no solo en el procesamiento completo, sino en parte de procesamientos más complejos es el Molino de Rodillos, las características y su funcionamiento de esta , está detallada en la siguiente parte, ya que esta es la máquina que se va diseñar.

Antes de pasar a la siguiente parte, habría que hacer algunas diferencias que hay entre los mezcladores internos y el Molino de Rodillos. La primera y la más importante es la capacidad de trabajo, los mezcladores son más grandes y consumen mayor energía, en consecuencia los mezcladores internos tienen una construcción muy sólida y requiere altas entradas de energía.

Las técnicas consideradas anteriormente se utilizan principalmente para polímeros gomosos. Estos incluyen los cauchos mismos naturales y sintéticos y también los compuestos de Cloruro de Polivinilo para obtener láminas por calandrado y perfiles alargados por

extrusión, por ejemplo marcos de ventana, accesorios para bajantes de agua en edificios, tuberías, aislamiento para cables, cubiertas para uso industrial y vestimenta, etc.

## 2.6 DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE LAMINACION Y MEZCLADO DEL CAUCHO

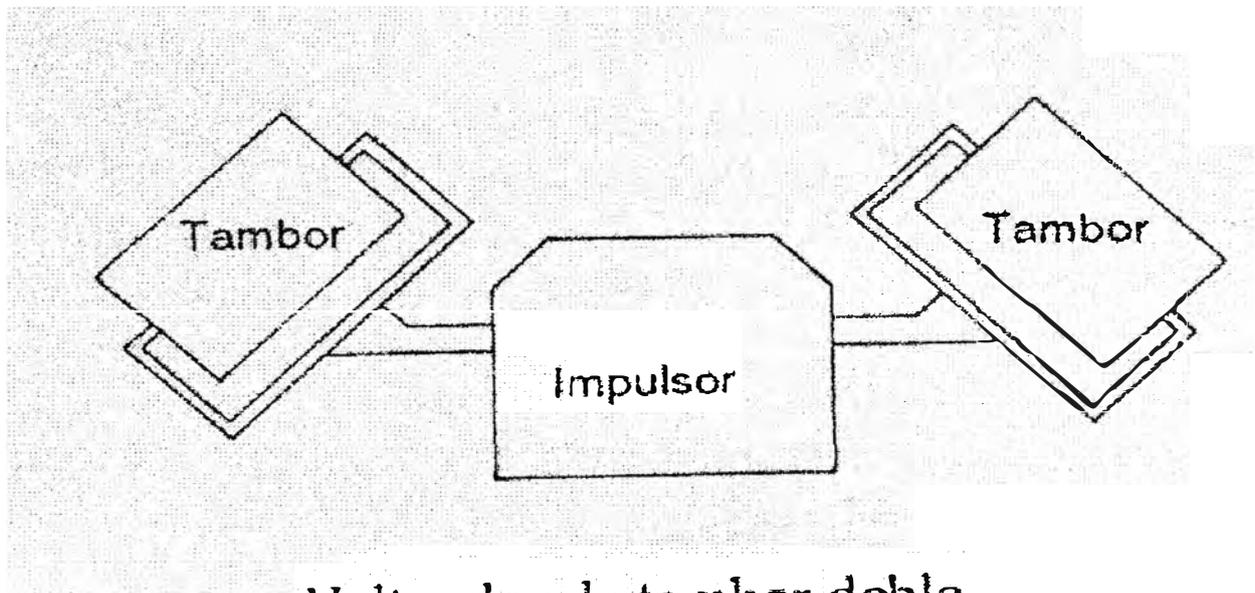
La máquina más simple y básica para la mezcla y laminación intensiva del caucho con aditivos es el Molino de Rodillos, está formado básicamente por un par de rodillos con ejes dispuestos horizontalmente uno junto a otro, formando una separación vertical entre ellos. El molde del polímero y los aditivos se someten a esfuerzos altos de corte en dicho lugar al girar los rodillos en direcciones opuestas. Los rodillos pueden girar a la misma velocidad ó algunas veces en razón de rapidez entre ellos que pueden variar entre 1/1.1 y 1/1.5. Se obtiene una mezcla homogénea por debajo del poder de resolución del ojo. Los molinos de dos rodillos realizan convenientemente esta operación en la dirección de la máquina pero no así en la dirección transversal (a lo largo de los rodillos). Así, esta máquina es óptima para hacer mezclas intensivas, pero no es tan buena para hacer mezclas extensivas ó distributivas; produce una mezcla bien dispersa pero mas o menos distribuida , a menos que el técnico que vigila el proceso tome las medidas correctivas.

Cuando se usa un molino de dos rodillos para mezclar, la técnica consiste en hacer pasar la carga apropiada del material al que se quiera añadir los aditivos , por lo común, un polímero crudo, por la línea de contacto que hay entre los rodillos varias veces hasta que se caliente, se reblandezca y forme una banda suave alrededor de uno de los rodillos.

Los cojinetes de los rodillos se mantienen sobre bujes móviles que pueden utilizarse para ajustar la línea de contacto entre los rodillos , se ajusta dicha línea una vez que se ha formado la banda alrededor del rodillo para disponer de un pequeño “banco” de polímero situado en la parte alta de la línea de contacto. Tan pronto que se logra esta condición, puede añadirse los aditivos, esto se hace distribuyéndolos manualmente a lo largo de la línea de contacto ó fuera de ella, el molino empieza de inmediato a incorporarlos con el material que se halla sobre los rodillos , a medida que el material que esta sobre el rodillo y del “banco” de la línea de contacto se entremezclan. Se ayuda al proceso cortando manualmente la banda con una cuchilla.

Como podría esperarse de la descripción del procedimiento, mezclar en el molino de rodillos es laborioso y los resultados dependen de la habilidad que tenga el operador.

Los tipos o modelos de esta máquina está en función de su capacidad, disposición física ,e innovaciones que se van dando para lograr una mejor eficiencia en su uso.



Volteador de tambor doble.

FIG. 2-2

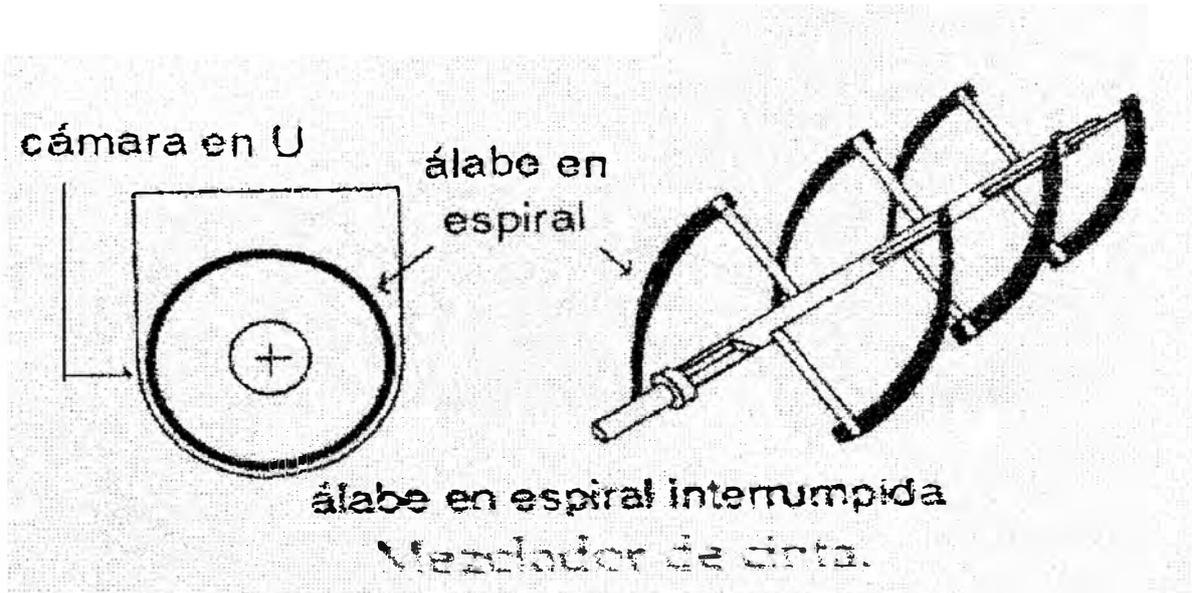


FIG. 2-3

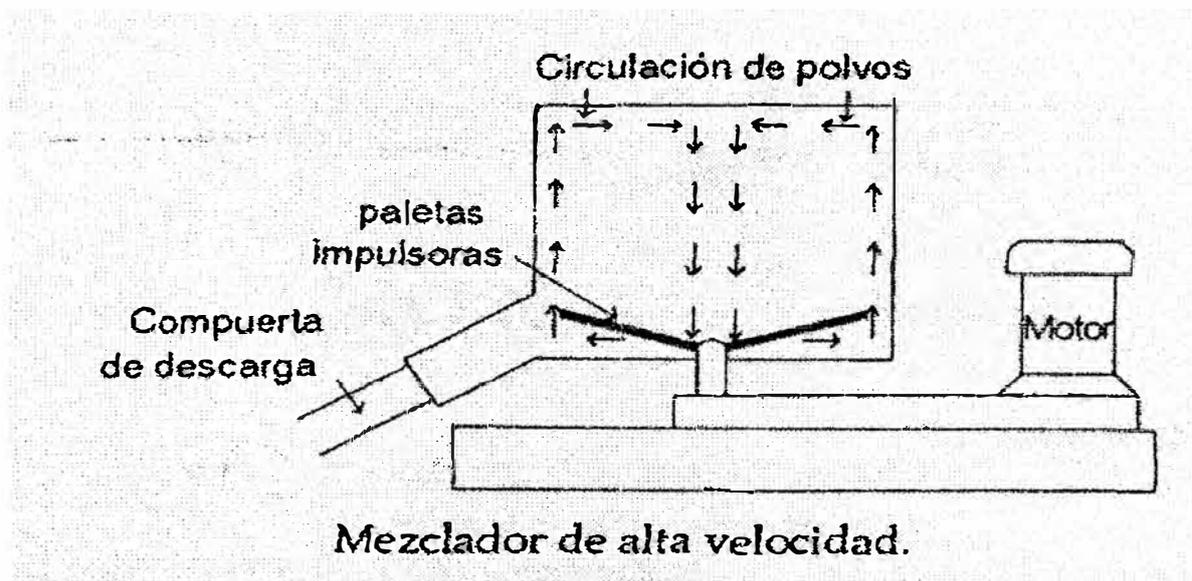


FIG. 2-4

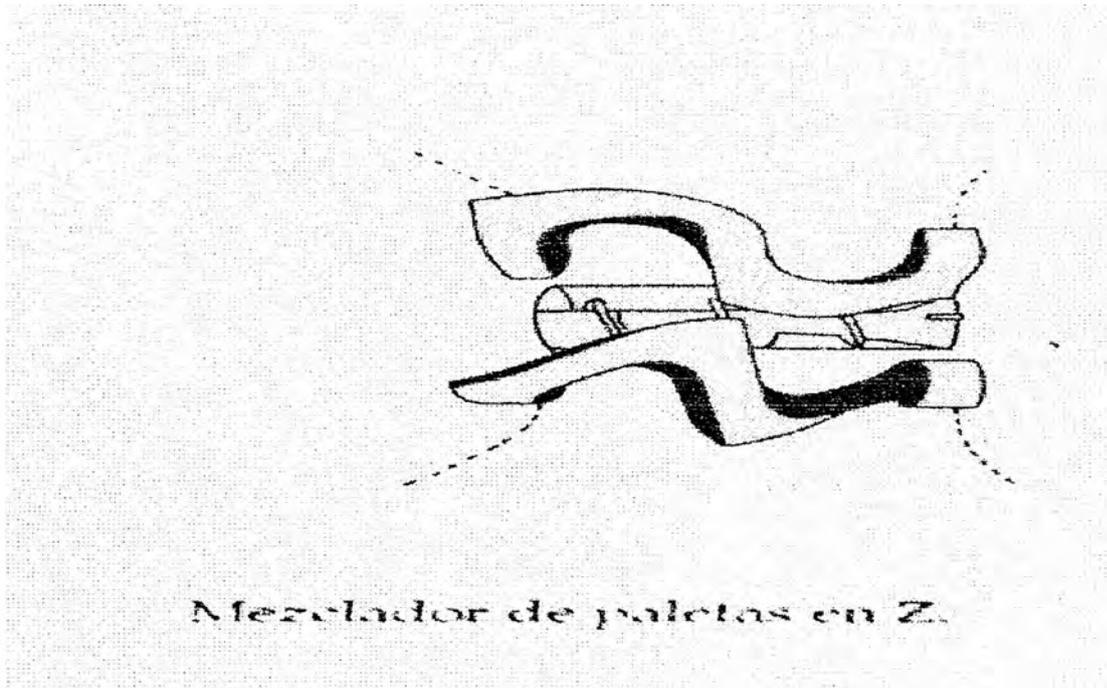


FIG. 2-5

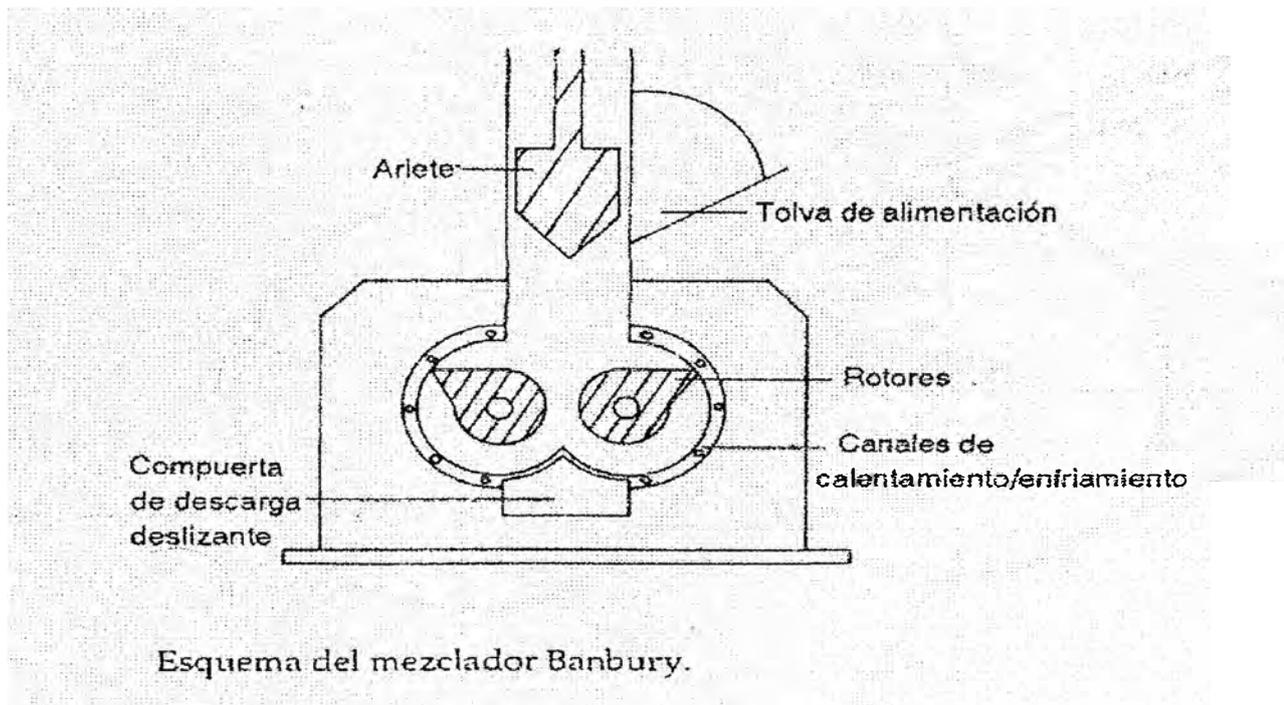
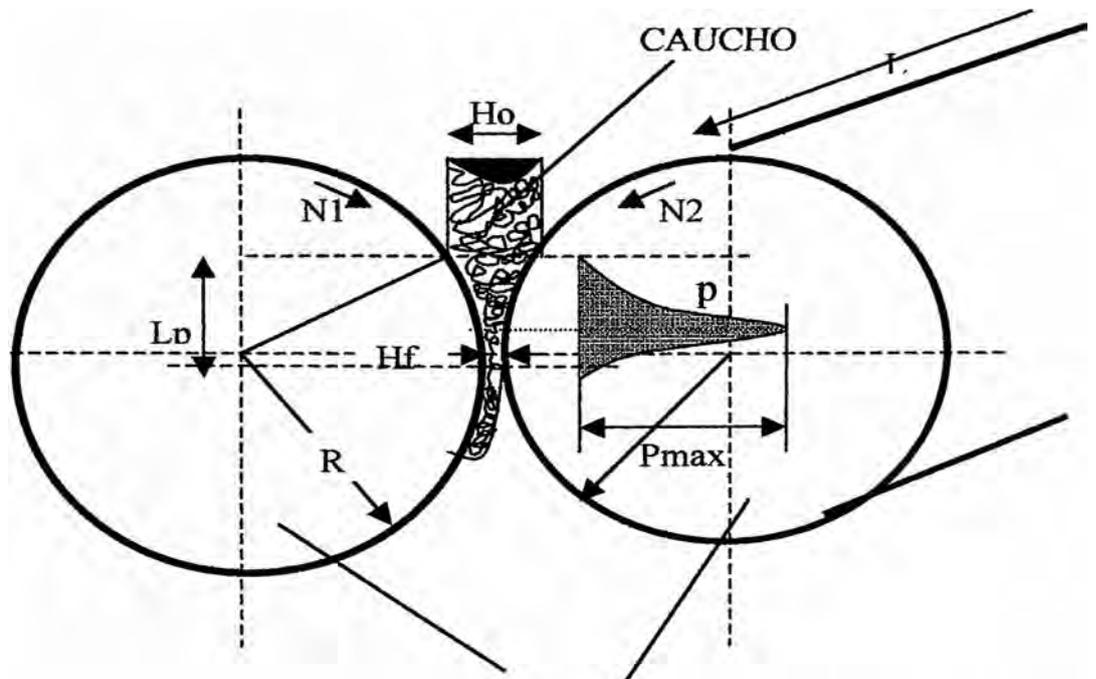


FIG. 2-6

### CAPITULO III

#### CARACTERÍSTICAS DE LA MAQUINA A DISEÑAR

El sistema que se va a diseñar y calcular servirá para mezclar y laminar el caucho crudo (materia prima) con algún componente aditivo. Esta tendrá las características preliminares siguientes:



RODILLOS

FIG.3 - 1

**PARÁMETROS INICIALES****B = Ancho de banda del rodillo (1000 mm)****R = radio de los rodillos (200 mm)****N1 = velocidad de rodillo 1 (14,5 RPM )****N2 = velocidad del rodillo 2 (18,5 RPM)****N2 / N1 = relación de fricción (1,27)****Hf = espesor final del caucho (6 mm)****PARAMETROS A CALCULAR****Ho = espesor inicial del caucho****Lp = longitud de contacto****P<sub>r</sub> = presión de laminación****P = carga de laminación****3.1 VELOCIDAD DE APLICACIÓN DE LA FUERZA DE COMPRESION**

Para un rodillo de radio  $r$ , girando a una velocidad angular  $w$  (Fig.3.2), se tiene:

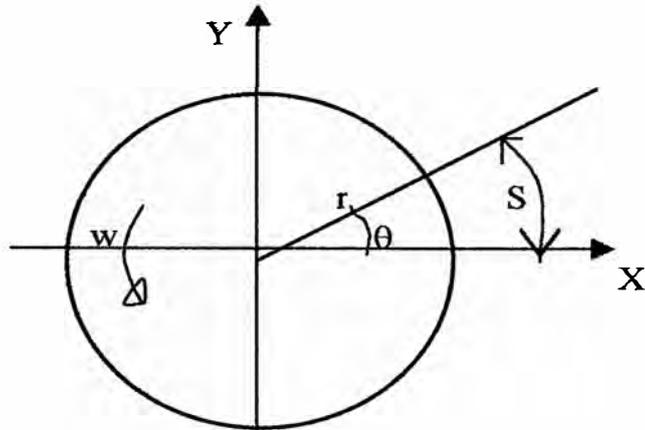


FIG. 3-2

$$x = r \cos \theta, \quad \theta = w t$$

$$dx/dt = -w r \sin wt$$

$$F = K \delta \quad \delta = x$$

$$dF / dt = K dx / dt$$

reemplazando en la expresión anterior se tiene:

$$dF / dt = f ( w , r )$$

$$dF / dt = f (w, D)$$

$$D = 2r,$$

Esta expresión nos indica que la velocidad de aplicación de la fuerza de compresión está en función de  $w$  y  $r$ . Entonces no es difícil de imaginar que la potencia consumida está en función de la velocidad periférica de los rodillos.

Los valores de las fuerzas de compresión y corte dependerán de las características específicas del caucho crudo y de la distancia de separación de cada punto de la superficie de los rodillos.

En cuánto a la velocidad de aplicación de la fuerza de corte, este valor dependerá de la magnitud de la velocidad angular relativa de los rodillos ( $N1 / N2$ ) llamada también relación de fricción. Tal como muestra la figura (3-3) es necesario establecer esta diferencia de velocidades para lograr un efecto de cizalladura en el polímero, En nuestro caso este valor es de 1,27, ya que como se dijo en el capítulo 2 estas relaciones suelen tener un máximo de 1,5 y un mínimo de 1 Un valor elevado aumentará la fuerza de fricción y ocasionará un incremento de temperatura del material que provocaría una quemadura prematura del material (chamuscado).

La disipación de energía en forma de calor a los cilindros de los rodillos es inevitable por lo que será necesario contar con un sistema de enfriamiento que mantenga la temperatura promedio de los cilindros dentro de los permisibles.

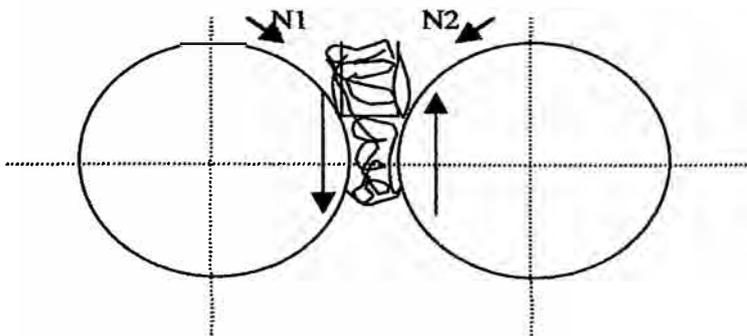


FIG. 3-3

## **CAPITULO IV**

### **CALCULO Y DISEÑO DEL EQUIPO**

Para comenzar a realizar los cálculos, necesitamos hacer un estudio previo de lo que es la laminación, es decir conocer a fondo sobre los parámetros que inciden en las necesidades que se tendrán como para diseñar una máquina capaz de vencer muchas resistencias y también poder controlar las consecuencias que esta determine. Por lo que empezaremos a calcular la presión de laminación requerida.

#### **4.1 FUNDAMENTOS PARA EL CALCULO DE LA PRESION REQUERIDA**

La figura ( 4 – 1 ) sirve para explicar algunas relaciones importantes entre las dimensiones de los cilindros y de las fuerzas que intervienen en la deformación de un material por laminación. Un retazo de caucho crudo de espesor  $H_0$  entra en contacto con los cilindros en el plano XX con una velocidad

inicial ligeramente menor a la velocidad periférica del cilindro de menor velocidad, pero instantes después esta se adhiere y pasa a tener la misma velocidad de este cilindro. Pasa a través de la separación entre cilindros y pierde el contacto con ellos en el plano de salida YY, con un espesor reducido  $H_f$ . Como la relación del ancho (banda) con respecto al espesor a laminar es insignificante, no se considerará la deformación y el esfuerzo en esta dirección.

A lo largo de la superficie de contacto tal como muestra la figura ( 4 - 1 ) la distribución de la presión alcanza un punto máximo en el punto N, y a partir de este va disminuyendo hasta anularse. En cualquier punto de la superficie de contacto , por ejemplo en el punto A actúan dos fuerzas sobre el material , una en dirección del radio,  $P_r$  y otra tangencial de fricción ,  $F$ . La carga de laminación  $P$  es la fuerza con la que los cilindros comprimen entre sí al material ; y es igual a la fuerza con la que el material actúa sobre los cilindros intentando sepáralos . El área que queda bajo la curva es proporcional ala carga de laminación que para los fines de cálculo se admite que actúa en el centro de gravedad de la distribución de la presión.

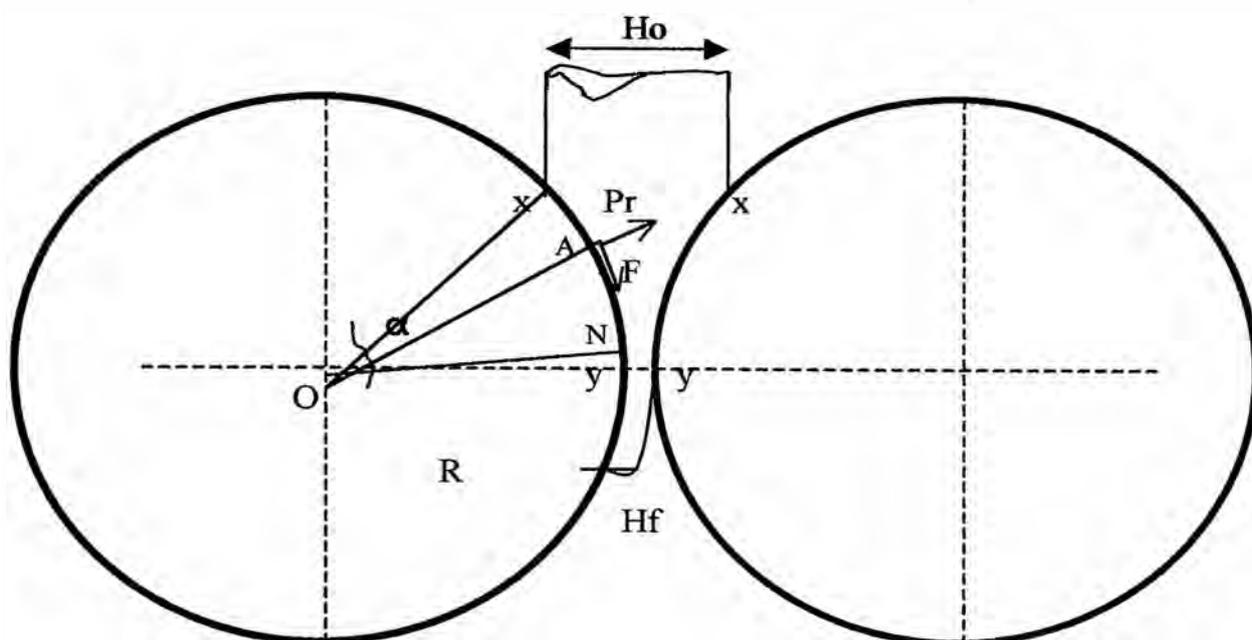


FIG. 4 - 1

La forma de la curva de distribución, por ello, tiene mucha importancia, ya que la localización de la carga resultante con respecto al cilindro determina el par y la potencia necesaria. El área sombreada de la figura ( 3 - 1 ) representa la fuerza requerida para vencer a las de fricción y la fuerza necesaria para deformar al caucho en compresión plana homogénea.

La proyección de la longitud de contacto  $L_p$  está determinada por  $H_o$ ,  $H_f$  y el radio  $R$  mediante la siguiente ecuación:

$$L_p = [ R (H_o - H_f) - (H_o - H_f)^2 / 4 ]^{1/2}$$

$$L_p \approx [ R (H_o - H_f) ]^{1/2} \quad (4 - 1)$$

Ahora procederemos a calcular el valor de  $H_o$

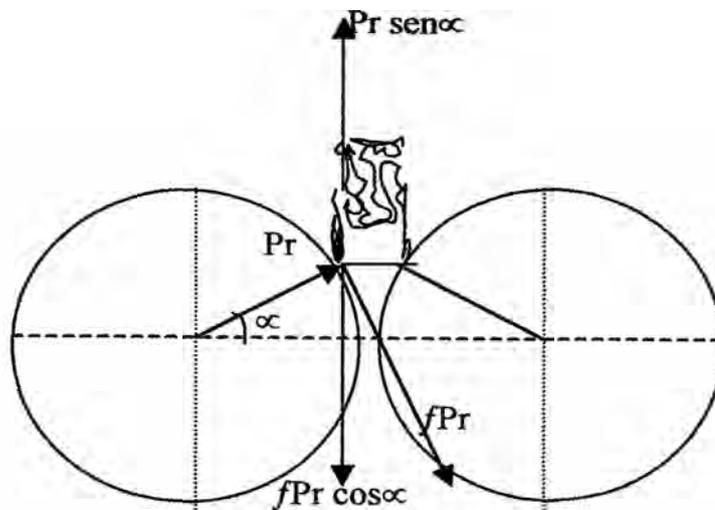


FIG. 4 - 2

En la figura ( 4 - 2 ) se tiene un retazo de caucho cuasi rectangular de espesor  $H_o$  el cual esta sostenida entre las superficies cilíndricas. El ángulo de mordido es  $\alpha$ , que esta formado por el punto de contacto de la materia prima y las superficies cilíndricas.

Un ángulo más allá de cuyo valor los rodillos no pueden “morder” el elemento, el cual solamente resbala, no siendo posible el arrastre de la misma. Vamos asumir que el contacto se realiza en un punto.

En la figura anterior tenemos que la partícula recibe una fuerza de compresión  $Pr$  , normal a la tangente común en el punto de contacto y será arrastrada si la componente vertical de  $Pr$  ( $Pr \operatorname{sen} \alpha$ ) no es mayor que la componente vertical de la fuerza de

fricción opuesta (el peso de la paca se desprecia por ser pequeña) . Ahora, la fuerza de fricción es  $fPr$  , donde  $f$  es el coeficiente de fricción entre las superficies, y la componente vertical de ésta es  $fPr \cos\alpha$ .

Entonces el arrastre se da cuando:

$$Pr \operatorname{sen}\alpha < fPr \operatorname{cos}\alpha$$

$$\operatorname{Tg} \alpha < f$$

En el límite:

$$\operatorname{Tg} \alpha = f$$

De la figura (4 -2) podemos deducir la siguiente relación:

$$D = \frac{H_o - H_f}{1 - \operatorname{cos} \alpha} \quad (4 - 2)$$

De esta ecuación podemos calcular el espesor inicial de las pacas de caucho.

Pero, para que se dé el arrastre es preciso que el coeficiente de fricción (en nuestro caso es igual a 0,47 ) sea igual ala tangente del ángulo de mordido.

Reemplazando valores en la ecuación ( 4 - 2 ):

$$H_o = 44 \text{ mm}$$

Generalmente el caucho crudo viene en bloques gruesos, por lo que es necesario cortarlos antes de hacerlos ingresar al molino, para ello se cuenta con cortadoras especiales.

Esta reducción de espesor es en la primera fase de laminación, posteriormente se puede seguir reduciendo de espesor hasta un valor de 1 mm, pero la máquina se va a diseñar para las condiciones iniciales de operación ya que es ahí donde se requiere la mayor potencia y exigencia de la máquina.

Ahora es posible entonces calcular el valor de la longitud de contacto, reemplazando valores en la ecuación ( 4 – 1 ):

$$L_p = 87 \text{ mm}$$

La fricción entre el cilindro y el material es muy importante, por que esta afecta en la magnitud y distribución de la presión del cilindro, tal como se muestra en la figura ( 3 – 1 ) se hace patente que cuanto mayores sean las fuerzas de fricción , mas grande debe ser la carga P y el máximo de presión dado en el punto N se alcanzará con un gradiente más grande. La fricción elevada da a lugar grandes cargas de laminación.

#### 4.2 CALCULO DE LA PRESION DE LAMINACION

Vamos a proceder a calcular la presión de laminación necesaria a través de fórmulas teóricas, a continuación algunas consideraciones:

La teoría de laminación debe expresar las fuerzas externas, tales como la carga y el par de laminación en función de las condiciones geométricas de la deformación y de las características de la resistencia mecánica del material a laminar. Las ecuaciones diferenciales para el equilibrio de un elemento de volumen de material deformado entre los cilindros son comunes a todas las teorías de laminación

La deducción que expondremos seguidamente se basa en la siguiente hipótesis:

1. El arco de contacto es circular ; no hay deformación elástica de los cilindros
2. El coeficiente de rozamiento es uniforme en todos los puntos del arco de contacto.
3. Ensanchamiento lateral nulo, por lo que la laminación puede estudiarse como un problema de deformación plana.
4. Se cumple el criterio de la energía de la distorsión para la deformación plana:

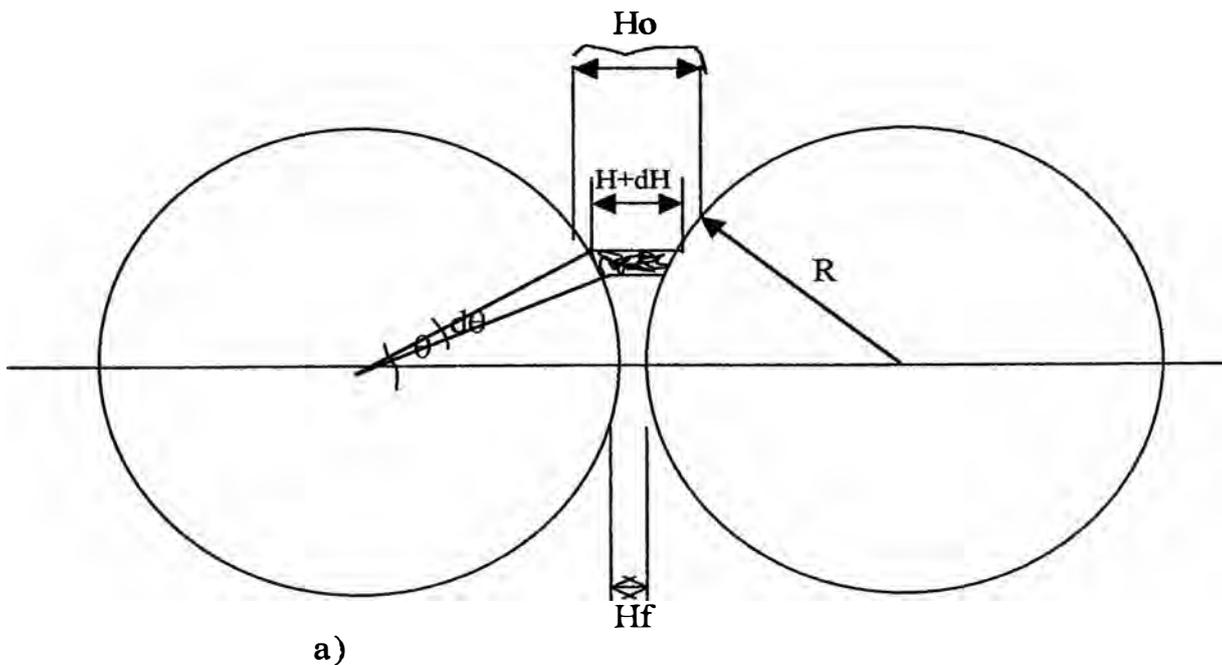
$$\sigma_1 - \sigma_2 = (2/\sqrt{3}) \sigma_0 = \sigma_0 \quad (4-2)$$

Donde:

$\sigma_1, \sigma_2$  = esfuerzos principales

$\sigma_o$  = límite elástico en tracción

En la figura (4 – 2) se muestran las tensiones que actúan sobre el material, en el canal de los cilindros en cualquier punto de contacto, este punto está ubicado a un ángulo determinado  $\theta$ , las tensiones que actúan son la radial,  $p_r$ , y la tangencial de cizallamiento,  $\tau = fp_r$ . Estas tensiones se descomponen tal cual muestra la figura (4 2 b), en sus componentes horizontales y verticales. La fuerza normal en un extremo de un elemento es  $p_r R d\theta$ , y de la componente horizontal es  $p_r R \sin\theta d\theta$ . La fuerza de fricción tangencial es  $fp_r R d\theta$  y su componente horizontal es  $fp_r R \cos\theta d\theta$ . Sumando las fuerzas verticales que actúan sobre el elemento de volumen se tiene:



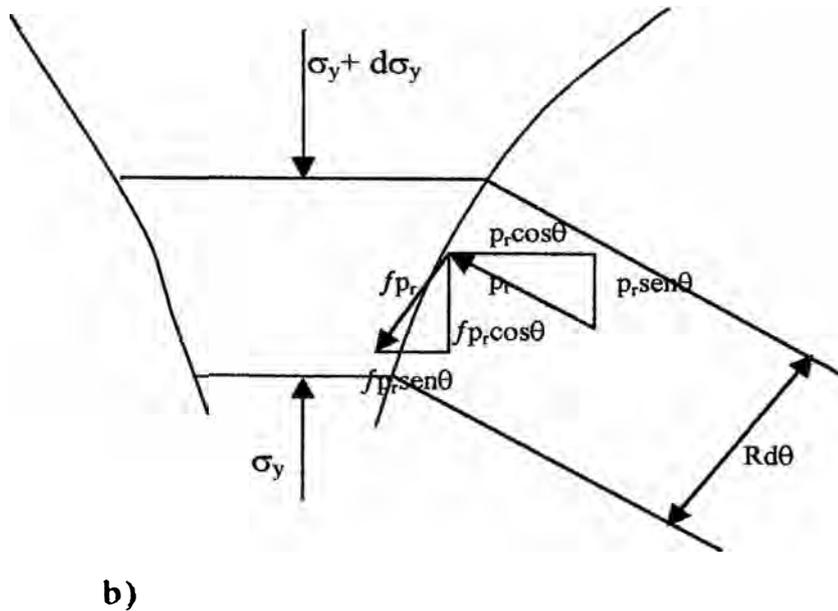


FIG. 4 -2

$$(\sigma_y + d\sigma_y)(H + dH) + 2f p_r R \cos \theta d\theta - \sigma_y H - 2p_r R \sin \theta d\theta = 0 \quad (4 - 3)$$

Resolver esta ecuación diferencial es complicada, algunos autores han determinado algunas soluciones más que nada empíricas, orientadas a laminaciones de materiales ferrosos en la que asumen una serie de factores que para nuestro caso es inadecuado. Esta claro que la intención de este trabajo no consiste en hallar la solución a esta ecuación , pero es importante saber a que nos vamos atener para poder determinar la presión necesaria. Por lo tanto vamos a realizar lo que algunos autores como George E. Dieter recomiendan, la aproximación del análisis a un caso de compresión entre dos

placas paralelas. El análisis es muy similar , pero tendríamos que asumir el ángulo  $\theta$  igual a cero.

A partir de esto se deriva que:

$$dh=0$$

$$dy = R d\theta$$

Del gráfico la presión de laminación  $p$  es igual a:

$$p = p_r (\cos \theta + f \sin \theta ) \text{ de aquí se desprende que:}$$

$$p = p_r$$

Teniendo esta consideración reemplazamos en la ecuación ( 4 – 3)

$$H d\sigma_y - 2pf dy = 0 \quad ( 4 - 4 )$$

La relación entre la presión normal y la tensión de compresión horizontal  $\sigma_y$  está dada por la condición de criterio de la energía de distorsión para la fluencia en tensión plana.

$$\sigma_x - \sigma_y = (2/\sqrt{3}) \sigma_0 = \sigma'_0$$

que puede ser expresada así:

La tensión longitudinal de compresión  $\sigma_x = -p$ , y la tensión que se requiere para que el caucho fluya es  $\sigma_y$

$$-p - \sigma_y = \sigma_0$$

De esta ecuación podemos deducir

$$d\sigma_y = -dp$$

Remplazando estas expresiones en la ecuación ( 4 - 4 )

$$dp + \frac{2fp}{H} dy = 0 \quad ( 4 - 5 )$$

donde H es el espesor inicial.

Integrando esta ecuación diferencial obtendremos la distribución de presiones a lo largo de la longitud de contacto, pero lo que a nosotros nos interesa es determinar la presión media de laminación, por lo que a la expresión hallada la integraremos y luego la dividiremos entre la longitud de contacto Lp para obtener la presión media de laminación. p<sub>av</sub>

$$p_{av} = \sigma'_0 \frac{\exp(fLp/H) - 1}{fLp/H} \quad ( 4 - 6 )$$

Ahora pasamos a calcular el valor numérico de la presión media de laminación.

Es recomendable colocar el material solo a un 80% de la longitud del rodillo

$$L = 0.8 (1000) \text{ mm}$$

de la ecuación ( 4 - 1 )

$$\sigma'_0 = (2/\sqrt{3}) \sigma_0 = (2/\sqrt{3})(0,12) = 0.14 \text{ Kg / mm}^2$$

Ahora reemplazamos valores en la ecuación ( 4 - 6 )

$$P_{av} = 0,2309 \text{ kg} / \text{mm}^2$$

Ahora pasemos a calcular la carga total de laminación

$$P = P_{av} * L * Lp \quad (4 - 7)$$

$$P = (0.23)(800)(87)$$

$P = 15970 \text{ Kg}$
------------------------

#### 4.3 CALCULO DE LA POTENCIA REQUERIDA

La potencia total necesaria será consumida principalmente en tres formas:

- 1) potencia para deformar y mezclar el caucho.
- 2) potencia empleada en superar las fuerzas de fricción en los cojinetes.
- 3) potencia perdida en los engranajes y sistema de transmisión.

Por ahora solo calcularemos la potencia necesaria para mezclar el caucho, más adelante procederemos a calcular los restantes.

Ahora que se tiene el valor de la carga de laminación será fácil calcular la potencia requerida para la deformación del caucho. La resultante de esta carga  $P$  actuará en un punto que estará a una distancia  $a$  de la línea de centros, existen varios métodos para calcular este valor, pero todos ellos son muy complicados y tediosos, por lo que algunos autores como Ekelund ó Dieter

recomiendan para efectos prácticos aproximadamente la mitad de la longitud de la proyección de la línea de contacto, es decir  $L_p / 2$ .

Durante una revolución de un cilindro, la carga de laminación  $P$  se desplaza a lo largo de una circunferencia de longitud  $2\pi a$ , y puesto que los cilindros que trabajan son dos, el trabajo de revolución es

$$\text{Trabajo} = 2(2\pi a) P \quad \text{Kg.m} \quad (4 - 8)$$

Ahora el número de revoluciones es  $N$ , la potencia necesaria será de

$$W = \frac{4\pi a P N}{60} \quad \text{Kg.m / s}$$

ó

$$W = \frac{4\pi a P N}{4500} \quad \text{CV} \quad (4 - 9)$$

reemplazando valores en la ecuación (4 - 10)

$$W = \frac{4\pi (87 / 2 * 10^{-3})(15\ 970)(16.5)}{4500}$$

$$\boxed{W = 32 \text{ CV}}$$

Potencia Consumida por el rodillo N°2:

$$P_2 = 17,94 \text{ CV}$$

**Potencia Consumida por el rodillo N°1:**

$$P_2 = 14,06 \text{ CV}$$

Lo que tendríamos que preguntarnos ahora, es qué tan cercanos nos encontramos al valor real de la potencia necesaria, ya que como dijimos este es un cálculo aproximado. Lo único que podríamos hacer sería comprobar a través del mismo procedimiento de cálculo para otros equipos de diferente capacidad en las que se cuentan con datos como; la velocidad de rotación, diámetro de rodillos, y por su puesto su correspondiente potencia, y así podríamos saber si efectivamente existe una relación real que finalmente recomendamos que se use como un medio de cálculo adecuado.

En la página siguiente se muestra una tabla de comparación de valores reales de potencia del motor usado, con valores analíticos de consumo de potencia, si nosotros agregamos los valores de las potencias que se requieren adicionalmente ( pérdidas en los cuellos, en el sistema de transmisión, etc )obtendremos valores muy cercanos a los dados por los fabricantes para los casos que se dan.

**TABLA 1**

	G(Kg/mm <sup>2</sup> )	f	Ho(mm)	Hf(mm)	R(mm)	N(rpm)	L (mm)	Lp=RAIZ(R(Ho-Hf))	Pav=G(EXP(f*Lp/Ho)-1)/(Lp/Ho)	P=Lp*L*Pav (Kg)	W=4*PI*(Lp/2)*P*N/4500 (HP)	Potencia esperada(HP)
	Datos de entrada							Longitud de contacto	Presión media de laminación	carga de laminación	Potencia consumida	Potencia de catálogo
1	0.14	0.5	44	6	200	16.5	800	87.17797887	0.231163805	15970	32.07480514	50
2	0.14	0.5	44	6	203	23	800	87.82938005	0.232093405	16307.69588	45.9969068	50-75
3	0.14	0.5	44	6	203	23	800	87.82938005	0.232093405	16307.69588	45.9969068	75
4	0.14	0.5	49	6	225	23	1000	98.36157786	0.232803342	22898.90403	72.33298539	100

f= coeficiente de fricción entre el rodillo y el caucho

Ho = Espesor inicial del caucho crudo

Hf= Espesor final del caucho crudo

R= Radio del rodillo

N = Velocidad de rotación del rodillo

L= Longitud horizontal de contacto del rodillo (80% de la longitud del rodillo)

G= Límite elástico en tracción del caucho crudo

Nota: Para todos los casos sus respectivos datos de entrada se encuentran en las copias de los catálogos ( apéndice.)

#### 4.4 CALCULO DE LA POTENCIA REQUERIDA DEL MOTOR DE TRANSMISIÓN

Como es sabido cuando se seleccionan los motores, se tienen que tomar en cuenta entre otras cosas, no solo la potencia requerida para hacer el trabajo específico, si no que también la capacidad que este motor tendrá para vencer muchas resistencias que se traducirán finalmente en pérdidas en todo el sistema de accionamiento.

Según el esquema que se muestra a continuación en cada etapa de transmisión existe una eficiencia de transmisión que en algunos casos las asumiremos según a recomendaciones que se dan para estos casos, pero haremos un cálculo específico en la pérdida de potencia por efectos de rozamiento en los cuellos de los rodillos con sus respectivos cojinetes debido a que estos suelen ser altos por lo que será necesario saber exactamente cual es su valor

##### **- Cálculo de la potencia necesaria para vencer el rozamiento en los cuellos**

Para obtener esta potencia es necesario tener el par de rozamiento que es igual al producto de la carga de laminación (  $P$  ) por el coeficiente de rozamiento (  $\mu$  ) y por el radio del cuello (  $R$  ).

Como es sabido si empleamos cojinetes de rodamiento de bolas o de rodillos, o cojinetes de película de aceite a presión de alta calidad, el coeficiente de rozamiento es más uniforme que cuando se usan cojinetes de deslizamiento. Sin embargo este coeficiente varía algo con la magnitud de la carga a la cual el rodamiento está sujeto, con la temperatura del cojinete y con la concentración de la presión debida a la flexión del cilindro.

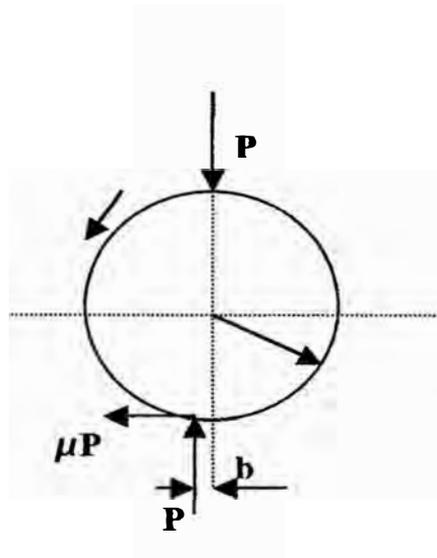


Fig. (4 -5)

La fuerza hacia abajo  $P$  representa la carga normal o radial sobre el cuello, Para cojinetes de deslizamiento que tienen un coeficiente de rozamiento " $\mu$ ", la fuerza de rozamiento tangencial es  $\mu P$  y el par de rozamiento es  $\mu PR$

Carga de laminación (kg)  $\mu R$ ;

Donde " $\mu$ " es el coeficiente de fricción en los cuellos,  $N$  es la velocidad de rotación promedio de los cilindros y  $R$  su radio.

Entonces la potencia (HP) requerida para vencer la fuerza de rozamiento en los cuellos de cada rodillo será:

$$\frac{\text{Carga(kg)} \times 2\pi \times N(\text{rpm}) \times \mu R}{60 \times 75}$$

N es la velocidad de rotación promedio de los cilindros ,entonces la potencia total absorbida para ambos cilindros será igual a:

$$\frac{\text{Carga(kg)} \times 4\pi \times N(\text{rpm}) \times \mu R}{60 \times 75}$$

El valor de "μ" para cojinetes de deslizamiento ordinario es 0,07 y R tal como muestra la figura ( 4 – 4) es 100 mm.

Reemplazando valores en la expresión anterior se tiene;

$$\frac{15\,970 \times 4 \pi \times 16.5 \times 0,07 \times 100 \times 10^{-3}}{60 \times 75}$$

5,15 CV

Potencia perdida en el rodillo N° 2 = 2,88 CV

Potencia perdida en el rodillo N° 1 = 2,26 CV

Según se muestra en la figura (4 – 6) las eficiencias en cada etapa de transmisión las asumiremos del siguiente modo:

- Eficiencia en la ruedas dentadas = 98 %
- Eficiencia en los rodamientos (2) = 99%
- Eficiencia en el acople = 99%

- Eficiencia en la caja reductora = 90%

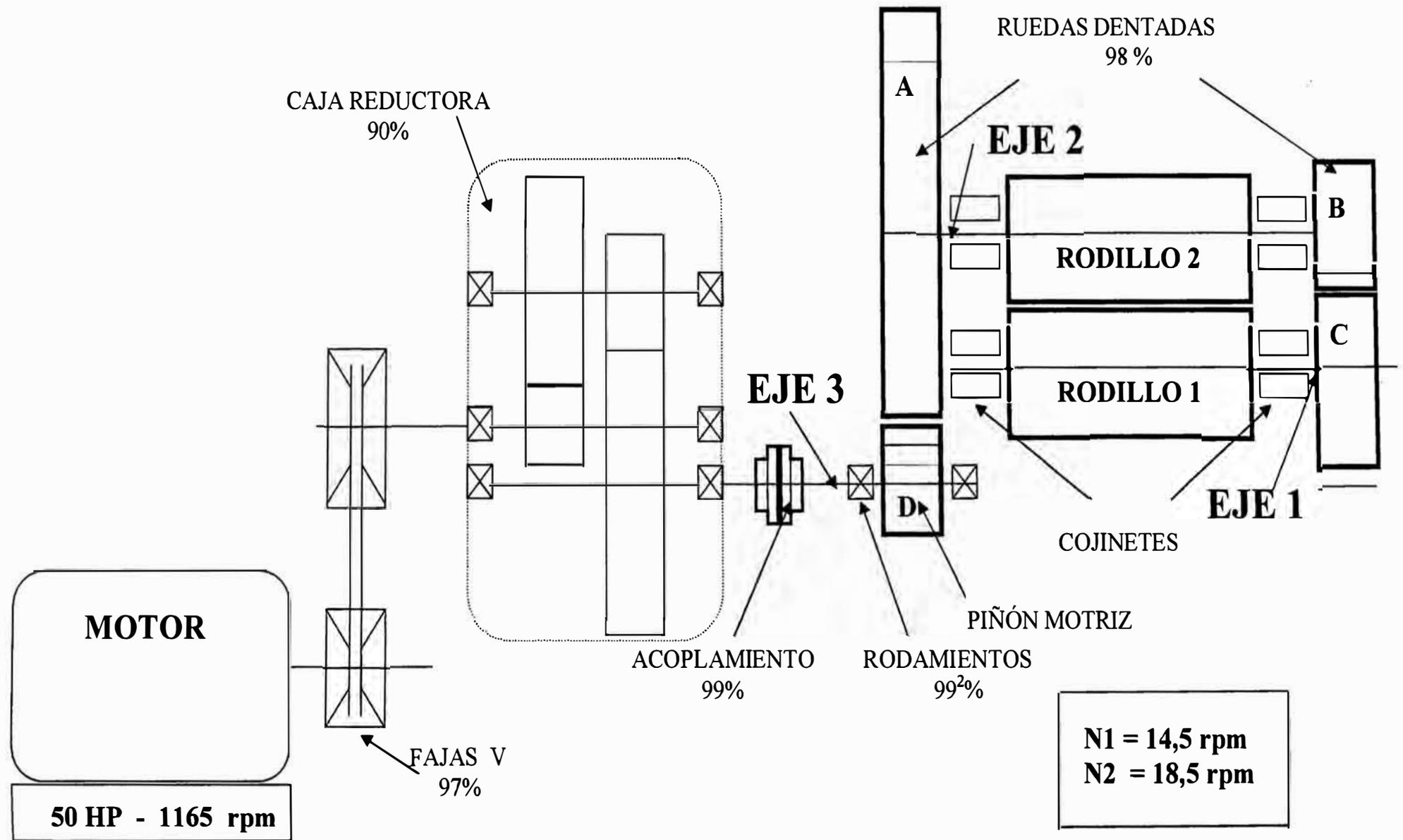
- Eficiencia en las fajas en V = 97%

$$\text{Potencia requerida del motor} = \frac{\left( \frac{14,06 + 2.26}{0,98} \right) + 17,94 + 2,88}{0,97 \times 0,90 \times 0,99 \times 0,99 \times 0,99 \times 0,98}$$

$$= 45,14\text{CV} \text{ <> } 45 \text{ HP}$$

Recordemos que también se necesitará cierta potencia como para vencer la inercia estática de toda esta maquinaria pesada, y también es importante considerar las pérdidas en el motor en sí. Por lo que potencia ideal del motor requerido será de 50 a 60 HP. y una velocidad nominal de 1165 r p m.

# SISTEMA DE TRANSMISIÓN DEL MOLINO MEZCLADOR DE CAUCHO



## **4.5 CALCULO DE LAS RUEDAS DENTADAS**

### **4.5.1 RUEDA DENTADA “A” Y PIÑÓN MOTRIZ “D”**

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

- a) Método de AGMA
- b) Usando la ecuación de Barth y Hertz
- c) Método europeo

En el presente trabajo, para el cálculo de los engranajes, se usará el procedimiento de la American Gear Manufacturers Association (AGMA)

- De acuerdo al esquema (4 – 6) la potencia a transmitir N será:

$N = \text{Pot. Motor} ( \eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4 )$  reemplazando valores ;

$$N = 45,14 \times 0.97 \times 0.90 \times 0.99^3$$

$$N = 38.23 \text{ CV}$$

- Velocidad de rotación de la rueda : 18,5 rpm
- Velocidad de rotación del piñón : 55,5 rpm
- Ángulo de presión : 20° FD . Este ángulo es el más usado ya que tiene la ventaja de mayor capacidad y menores dificultades de interferencia
- Servicio : Continuo de 24 horas
- Material de los engranajes : Acero
- Relación de transmisión

$$M_g = N_p / N_g = 55,5 / 18,5 \quad M_g = 3$$

- Número mínimo de dientes de piñón por efecto de interferencia, de acuerdo a la tabla N°2 es : 15

### **Dimensionamiento de los engranajes**

**-Cálculo estimado de la distancia entre los centros por el criterio de resistencia a la fatiga (C)**

$$C = \left( \frac{1 + M_g}{2} \right) \left( \frac{K}{M_g^{0,013} N_p^{0,3}} \right) \left( \frac{P_d}{S_{atp}} \right)^{0,37} \quad (4 - 13)$$

donde

**C** : distancia entre centros

**M<sub>g</sub>** : relación de transmisión

**N<sub>p</sub>** : número de revoluciones del piñón

**N<sub>g</sub>** : número de revoluciones del engranaje

**K** : constante = 700

**P<sub>d</sub>** : potencia de diseño (N = 38,63 CV)

**S<sub>atp</sub>** : esfuerzo permisible del piñón , de la tabla

N° 9 para un acero templado y revenido

S<sub>atp</sub> = 23 Kg / mm<sup>2</sup> y una dureza de 260 BHN

Reemplazando valores en la ecuación ( 4 - 13 ) :

$$C = \left( \frac{1 + 3}{2} \right) \left( \frac{700}{3^{0,013} \times 55,5^{0,3}} \right) \left( \frac{38,63}{23} \right)^{0,37}$$

$$C = 500 \text{ mm}$$

**Cálculo de la distancia entre centros por el criterio de desgaste superficial**

$$C = \left( \frac{1 + M_g}{2} \right) \left( \frac{K_1}{M_g^{0,06} N_p^{0,3}} \right) \left( \frac{P_a}{S_{acg}^2} \right)^{0,37} \quad (4 - 14)$$

donde

$S_{acg}$  : esfuerzo permisible de contacto del engranaje, de la tabla N° 8 será de 78 Kg / mm<sup>2</sup>

$K$  : esta constante para un material de acero fluctúa entre 6 200 a 8 300, por lo que lo consideraremos en 7 000

Reemplazando valores en la ecuación ( 4 - 14 ) :

$$C = \left( \frac{1 + 3}{2} \right) \left( \frac{7000}{3^{0,06} \times 55,5^{0,3}} \right) \left( \frac{38,63}{78^2} \right)^{0,37}$$

$$C = 604 \text{ mm}$$

Como se sabe, para los engranajes cilíndricos de dientes rectos , la dimensión fundamental por calcular es la distancia entre los centros, de acuerdo a las recomendaciones en estos casos se toma el mayor valor que lo podemos redondear en 600 mm.

**-Módulo máximo  $M_{\max}$**

$$M_{\max} = \frac{2C}{Z_{P\min}(1 + M_g)} \quad (4 - 15)$$

Reemplazando valores en la ecuación (4 - 13) se tiene:

$$M_{\max} = \frac{2 \times 600}{15(1 + 3)}$$

$$M_{\max} = 20$$

Con la siguiente relación podemos construir una tabla, de tal forma que podemos aproximarnos a la relación de transmisión que conocemos;

$$Z_P + Z_g = \frac{2C}{M}$$

M	$Z_P + Z_g$	$Z_P$	$Z_g$	$M_g$
20	60	15	45	3
19	63	16	47	2,9
18	67	17	50	2,9
17	71	18	53	2.9
16	75	19	56	2.9

De la tabla anterior podemos escoger el menor y el que se aproxima más a nuestra relación de transmisión.

Luego nuestro módulo será:  $M = 16$ , con este valor podemos calcular los diámetros de paso de los engranajes.

$$D_p = M Z_p \quad D_p = 304 \text{ mm}$$

$$D_g = M Z_g \quad D_g = 896 \text{ mm}$$

- El ancho del diente:

Como sabemos este esta dentro del siguiente rango recomendado:

$$8 M \leq F \leq 12,5 M$$

reemplazando valores se tiene:

$$128 \text{ mm} \leq F \leq 200 \text{ mm}$$

vamos a considerar un ancho de 140 mm

- Velocidad tangencial del piñón

$$V = \pi D_p N_p / 60 \ 000 \quad \text{reemplazando valores se}$$

tendrá:

$$V = 0,88 \text{ m/s}$$

**Calculo de la potencia a transmitir por el criterio de fatiga superficial, de acuerdo al procedimiento recomendado por la AGMA.**

La potencia máxima que podrá transmitir estará dada

por:

$$P = 6,98 \times 10^{-7} \left( \frac{N_p \cdot F \cdot C_v \cdot I}{C_o \cdot C_s \cdot C_m \cdot C_f} \right) \left( \frac{S_{ac} \cdot D_p \cdot C_l \cdot C_h}{C_T \cdot C_R \cdot C_P} \right)^2 \quad (4-16)$$

**Siendo:**

$C_o$  : Factor de sobrecarga para engranajes cilíndricos de dientes rectos. De la tabla N°3,  $C_o = 1,25$  para cargas con choques moderados.

$C_v$  : Factor dinámico para engranajes de dientes rectos. De la figura (4 - 7), curva N° 3,  $C_v = 0,95$ , para engranajes de alta precisión afeitados o rectificadas sometidos a cargas dinámicas.

$C_s$  : Factor de tamaño para engranajes cilíndricos de dientes rectos .  $C_s = 1$

$C_m$  Factor de distribución de carga. De la tabla N°4,  $C_m = 1,7$  para engranajes cilíndricos de dientes rectos, engranajes precisos con 100% de contacto.

$C_f$  Factor de condición superficial. Este factor depende del acabado superficial, de los esfuerzos residuales y de los efectos de plasticidad:  $C_f = 1,1$

$I$  : Factor geométrico para peores condiciones de contacto. De la figura (4 - 8),  $I = 0,105$

$C_p$  : Coeficiente elástico, coeficiente que depende de las propiedades elásticas del material para los engranajes

cilíndricos de dientes rectos. De la tabla N° 5,  $C_p = 61$ , para ambas ruedas de acero fundido

$C_L$  : Factor de vida, este factor ajusta la carga permisible para un determinado número de ciclos de operación. De la figura N° (4 – 9),  $C_L = 1$ , para  $10^7$  ciclos.

$C_H$  : Factor de relación de durezas para engranajes de dientes rectos:  $C_H = 1$ .

$C_T$  : Factor de temperatura:  $C_T = 1$ , para condiciones ambientales normales de trabajo

$C_R$  : Factor de seguridad para engranajes de dientes rectos con una confiabilidad del 99%. De la tabla N°6,  $C_R = 1$ .

$S_{ac}$  : Esfuerzo permisible de contacto. Primeramente seleccionamos las durezas del piñón y del engranaje, de la tabla N° 7:

Piñón : 265 BHN

Engranaje : 225 BHN

ahora de la tabla N° 8 ,  $S_{ac} = 78 \text{ Kg/mm}^2$ , para una dureza de 260 BHN

Reemplazando estos valores en la ecuación (4 – 16) , se tendrá:

$$P = 6,98 \times 10^{-7} \left( \frac{55.5 \times 140 \times 0.95 \times 0.105}{1,25 \times 1 \times 1,7 \times 1,1} \right) \left( \frac{78 \times 304 \times 1 \times 1}{1 \times 1 \times 61} \right)^2$$

$$P = 40,33 \text{ CV} > 38,23 \text{ CV}$$

Como la potencia a transmitir hallada es mayor que la potencia de diseño, quiere decir que estamos en buen camino.

### **Calculo de la potencia a transmitir por el criterio de resistencia a la fatiga**

Potencia máxima que podrá transmitir el piñón:

$$P = 6,98 \times 10^{-7} \left( \frac{D_p \cdot N_p \cdot S_{at} \cdot M \cdot F \cdot J_p \cdot K_t \cdot K_v}{K_s \cdot K_m \cdot K_l \cdot K_R \cdot K_O} \right) \quad (4-17)$$

donde:

$S_{at}$  esfuerzo permisible del material, este esfuerzo varía en forma considerable del tratamiento térmico, método de forjado, método de fundición y de la composición química del material. De la tabla N° 9 se tiene,

$$S_{at} = 23 \text{ Kg} / \text{mm}^2 \text{ y una dureza de } 260 \text{ BHN.}$$

$J_p$  factor geométrico, factor que contempla la forma geométrica 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 N°

( 4 – 11) se tiene,  $J_p = 0,34$  y  $J_g = 0,4$

$K_L$  : 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 esfuerzos varía con el número de ciclos. De la tabla N° 10 se tiene,  $K_L = 1$ , para un número de ciclos de  $10^7$  y una dureza de 260BHN.

$K_v$  : factor dinámico, este factor depende de los errores de espaciamento y del perfil de los dientes, la velocidad tangencial, la carga a transmitir por unidad de ancho del diente. De la figura ( 4 – 10 ) , curva N° 2 , para engranajes de alta precisión afeitados o rectificadas sometidos a cargas dinámicas,  $K_v = 0,93$

$K_s$  : 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 . Por lo general para aceros adecuadamente endurecidos,  $K_s = 1$

$K_m$  : 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 la tabla N° 4,  $K_m = C_m = 1,7$ .

$K_T$ : factor de temperatura para engranajes que operan a temperatura que no exceda a  $71^\circ \text{C}$ .  $K_T = 1$

$K_R$ : factor de seguridad, para cálculos por resistencia a la fatiga, De la tabla N° 11, para una confiabilidad de un 99% se tiene,  $K_R = 1$

$K_O$ : factor de sobrecarga. De la tabla N° 3, se tiene  $K_O = C_O = 1.25$

Reemplazando valores en la ecuación ( 4 – 17 ):

$$P = 6,98 \times 10^{-7} \left( \frac{304 \times 55,5 \times 23 \times 16 \times 140 \times 0,34 \times 1 \times 0,93}{1 \times 1,7 \times 1 \times 1 \times 1,25} \right)$$

$$P = 89.7 \text{ CV} > 38,23\text{CV} \quad \text{no va a fallar.}$$

#### 4.5.2 RUEDA DENTADA “B” y “C”

- De acuerdo al esquema (4 – 6) la potencia a transmitir

N en esta etapa será:

$$N = \text{Pot. Motor} (\eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4 \eta_5) - P_r - P_c \quad (4 - 18)$$

donde:

$P_r$ : potencia de laminación, para el rodillo N° 2

**Pc : potencia perdida en los cojinetes del rodillo**

**N° 2**

**reemplazando valores ;**

$$N = 45,14(0,97 \times 0,90 \times 0,99 \times 0,99^2 \times 0,98) - 17,94 - 2,88$$

$$N = 16,65 \text{ CV}$$

- **Velocidad de rotación de la piñón (B) : 18,5 rpm**
- **Velocidad de rotación del rueda (C) : 14,5 rpm**
- **Ángulo de presión : 20° FD**
- **Servicio : Continuo de 24 horas**
- **Material de los engranajes : Acero**
- **Relación de transmisión , de las condiciones iniciales del diseño, se tiene:**

$$M_g = N_p / N_g = 18,5 / 14,5 \quad M_g = 1,27$$

**Número mínimo de dientes de piñón por efecto de interferencia, de acuerdo ala tabla N°2 es :  $Z_p = 14$**

### **Dimensionamiento de los engranajes**

La distancia entre los centros para este caso ya está definida, por lo que ya se conocen los diámetros de los cilindros y la abertura mínima y máxima de separación entre ellos.

**Abertura máxima entre los cilindros = 1"**

**Abertura mínima entre los cilindros = 1 mm**

**C = 410 mm ( aproximadamente)**

-Módulo máximo Max

$$\text{Max} = \frac{2C}{Z_{P\min}(1 + M_g)}$$

Reemplazando valores en la expresión anterior:

$$\text{Max} = \frac{2 \times 410}{14(1 + 1,27)}$$

$$\text{Max} = 25,8$$

Con la siguiente relación podemos construir una tabla, de tal forma que podemos aproximarnos a nuestra relación de transmisión que conocemos;

$$Z_P + Z_g = \frac{2C}{M}$$

M	$Z_P + Z_g$	$Z_P$	$Z_g$	$M_g$
25	33	15	18	1,20
24	34	15	19	1,27
23	36	16	20	1,25
22	37	16	21	1,31
21	39	17	22	1,29

De la tabla anterior podemos escoger el menor y el que se aproxima más a nuestra relación de transmisión.

Luego nuestro módulo será:  $M = 24$ , con este valor podemos calcular los diámetros de paso de los engranajes.

$$\begin{aligned} D_p &= M Z_p & D_p &= 360 \text{ mm} \\ D_g &= M Z_g & D_g &= 456 \text{ mm} \end{aligned}$$

- El ancho del diente:

$$8 M \leq F \leq 12,5 M$$

reemplazando valores se tiene:

$$192 \text{ mm} \leq F \leq 300 \text{ mm}$$

considerando un ancho de 192 mm

- Velocidad tangencial del piñón

$$V = \pi D_p N_p / 60 \text{ 000} \quad \text{reemplazando valores se tendrá:}$$

$$V = 0,35 \text{ m/s}$$

**-Calculo de la potencia a transmitir por el criterio de fatiga superficial, de acuerdo al procedimiento recomendado por la AGMA.**

La potencia máxima que podrá transmitir estará dada por:

$$P = 6,98 \times 10^{-7} \left( \frac{N_p \cdot F \cdot C_v \cdot I}{C_o \cdot C_s \cdot C_m \cdot C_f} \right) \left( \frac{S_{ac} \cdot D_p \cdot C_l \cdot C_h}{C_T \cdot C_R \cdot C_P} \right)^2 \quad (4-16)$$

Al igual que en la ecuación N° (4 – 16 ), alguno de los valores de los factores serán los mismos, así:

$$C_v = 0,95 , C_s = 1 , C_f = 1,1 , C_p = 61 , C_L = 1 , C_h = 1 , C_T = 1 , C_R = 1$$

$$S_{ac} = 78 \text{ Kg/mm}^2$$

Los siguientes factores si varían:

$C_m$  : factor de distribución de carga, este factor es muy impotente en esta parte del cálculo, ya que en esta transmisión no necesariamente habrá un contacto completo entre los dientes debido a la regulación de la abertura entre los cilindros que oscila de 1 mm a 1” . De la tabla N° 4 ,  
 $C_m = 2,1$

$$I : 0,09$$

$$C_O : 1$$

reemplazando estos valores en la ecuación (4 – 16) , se tendrá:

$$P = 6,98 \times 10^{-7} \left( \frac{18,5 \times 192 \times 0,95 \times 0,09}{1 \times 1 \times 2,1 \times 1,1} \right) \left( \frac{78 \times 360 \times 1 \times 1}{1 \times 1 \times 61} \right)^2$$

$$P = 19,3 \text{ CV} > 16,65 \text{ CV}$$

Para las condiciones dadas, la transmisión no va a fallar.

**-Potencia que podrá transmitir por resistencia a la fatiga:**

$$P = 6,98 \times 10^{-7} \left( \frac{D_p \cdot N_p \cdot S_{at} \cdot M \cdot F \cdot J_p \cdot K_t \cdot K_v}{K_s \cdot K_m \cdot K_t \cdot K_R \cdot K_O} \right) \quad (4-17)$$

donde:

$$S_{at} = 23 \text{ Kg} / \text{mm}^2$$

$$J_p = 0,25, K_L = 1, K_v = 0,98, K_s = 1, K_m = 2,1,$$

$$K_T = 1, K_R = 1, K_O = C_O = 1, K_L = 1$$

Reemplazando valores en la ecuación ( 4 – 17 ):

$$P = 6,98 \times 10^{-7} \left( \frac{360 \times 18,5 \times 23 \times 24 \times 192 \times 0,25 \times 1 \times 0,98}{1 \times 2,1 \times 1 \times 1 \times 1,25} \right)$$

$$P = 46 \text{ CV} > 16,65 \text{ CV} \quad \text{no va a fallar.}$$

Por lo tanto las dimensiones que sean previsto anteriormente son adecuadas para la exigencia al que van estar sometidos.

#### 4.3.1 MATERIAL DE LOS ENGRANAJES

El material empleado para los engranajes será el acero SAE 1045 ya que este material posee propiedades que satisfacen las exigencias que requiere los máximos esfuerzos y cargas a los cuales va estar sometido.

**TABLA 1**

<b>MATERIAL</b>	<b>Acero SAE 1045</b>
Composición química	C(0.43-0.50), Mn(0.60-0.90), P(0.04 máx), S(0.05 máx)
Dureza natural	(175 -219)HB    260 BHN (promedio)
Límite fluencia	37kg/mm <sup>2</sup>
Límite a la tracción	70 kg/mm <sup>2</sup>

**TABLA 2****NUMERO MINIMO DE DIENTES DEL PIÑÓN POR EFECTO DE INTERFERENCIA**

RELACION DE TRANSMISION	ANGULO DE PRESION, EN GRADOS			
	14,5°FD	20°FD	20°SD	25°FD
1,000 – 1,062	23	13	10	9
1,063 – 1,136	23	13	11	9
1,137 – 1,265	24	13	11	9
1,266 – 1,350	24	14	11	9
1,351 – 1,481	25	14	11	9
1,482 – 1,626	25	14	11	10
1,627 – 1,682	26	14	11	10
1,683 – 1,866	26	14	12	10
1,867 – 1,994	26	15	12	10
1,995 – 2,512	27	15	12	10
2,513 – 3,033	28	15	12	10
3,034 – 3,239	28	16	13	10
3,240 – 3,295	28	16	13	11
3,296 – 4,616	29	16	13	11
4,617 – 6,317	30	16	13	11
6,318 – 7,324	30	17	13	11
7,325 – 8,348	31	17	13	11
8,349 – 16,026	31	17	14	11
∞	32	18	14	12

**TABLA N 3**  
**FACTORES DE SOBRECARGA  $K_o$  ,  $C_o$**

FUENTE DE PODER	CARGA EN LA MAQUINA MOVIDA		
	UNIFORME	CHOQUE MODERADO	CHOQUE FUERTE
Uniforme	1,00	1,25	$\geq 1,75$
Choques pequeños	1,25	1,50	$\geq 2,00$
Choques medianos	1,50	1,75	$\geq 2,25$

**TABLA 4**  
**FACTORES DE DISTRIBUCIÓN DE CARGA  $K_m$  ,  $C_m$**

CONDICION DEL SOPORTE	ANCHO DE DIENTES							
	$\leq 50$ mm		150 mm		230mm		$\geq 400$ mm	
	REC	HEL	REC	HEL	REC	HEL	REC	HEL
Montaje cuidadoso, Juego pequeño de cojinetes, deflexión elástica mínima, engranaje de precisión	1,3	1,2	1,4	1,3	1,5	1,4	1,8	1,7
Montaje menos rígido, engranajes precisos, 100% de contacto	1,6	1,5	1,7	1,6	1,8	1,7	2,0	2,0
Montaje y precisión tal que no produzca contacto completo con el diente	más de 2,0							

REC = Engranajes cilíndricos de dientes rectos

HEL = Engranajes cilíndricos de dientes helicoidales

**TABLA 5**

MATERIAL DEL PIÑÓN	MODULO DE ELASTICIDAD (KGS / MM <sup>2</sup> )	MATERIAL DEL ENGRANAJE			
		ACERO	FD FDO	BRONCE ALUMINIO	BRONCE
Acero	$2,10 \times 10^4$	61	53	52	50
Fe Fdo.	$1,34 \times 10^4$	53	48	48	46
Bronce Aluminio	$1,23 \times 10^4$	52	48	46	45
Bronce	$1,14 \times 10^4$	50	46	45	44

(\*) para engranajes cónicos al valor obtenido de esta tabla, multiplicar por 1,225

**TABLA 6**

**FACTOR DE SEGURIDAD, C<sub>R</sub>**

REQUERIMIENTO	C <sub>R</sub>
Alta confiabilidad	$\geq 1,25$
De 100 falla uno	1,00
De 3 falla uno	0,80

**TABLA 7**  
**COMBINACIONES TIPICAS DE**  
**DUREZA PARA PIÑONES Y ENGRANAJES**

<b>BHN</b> <b>PIÑON</b>	<b>BHN</b> <b>ENGRANAJE</b>
210	180
245	210
265	225
285	245
300	255
315	270
335	285
350	300

**TABLA 8****ESFUERZOS PERMISIBLES DE CONTACTO, Sac**

MATERIAL	DUREZA SUPERFICIAL	Sac Kgs / mm <sup>2</sup>
	MINIMA	
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	124 – 136
Acero endurecido superficialmente por carburización:	55 Rc	127 – 141
	60 Rc	141 – 158
Acero endurecido superficialmente por inducción ó por llama	50 Rc	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 % Sn )	28,2 Kgs / mm <sup>2</sup>	21
Bronce- Aluminio ASTM B 148 – 52 ( aleación 9C – HT )	63,0 Kgs / mm <sup>2</sup>	46

**TABLA 9**  
**ESFUERZOS PERMISIBLES PARA ENGRANAJES RECTOS,**  
**HELICOIDALES, BI – HELICOIDALES Y CONICOS**

MATERIAL Y TRATAMIENTO TERMICO	DUREZA MINIMA O ESF. ROTURA MIN.	S <sub>at</sub> (Kgs / mm <sup>2</sup> )	
		RECTO, HELICOIDAL Y BI - HELICOIDAL	CONICO
Acero, normalizado	140 BHN	13,4 – 17,6	7,7
Acero, templado y revenido	180 BHÑ	17,6 – 23,2	9,9
Acero, templado y revenido	220 BHÑ	20,5 – 27,0	11,1
Acero, templado y revenido	260 BHÑ	23,1 – 30,3	12,2
Acero, templado y revenido	300 BHÑ	25,4 – 33,1	13,4
Acero, templado y revenido	350 BHÑ	27,6 – 36,3	14,8
Acero, templado y revenido	400 BHÑ	29,5 – 39,2	16,2
Acero, templado y revenido	450 BHÑ	31,0 – 41,5	17,6
Acero, endurecido superficialmente por carburización	55 Rc	38,7 – 45,8	19,4
	60 Rc	42,3 – 49,3	21,1
Acero, endurecido superficialmente por inducción ó templado en llama: - en todo el diente - Superficialmente	54 Rc	31,7 – 38,7 *	
	54 Rc	15,5	9,5
Acero, AISI 4140, endurecido superficialmente por nitruración	Capa dura: 53Rc Núcleo: 300BHN	26,1 – 29,7	14,1
Fe Fdo.: AGMA Grado 20		3,5	1,9
AGMA Grado 30	175 BHN	6,0	3,2
AGMA Grado 40	200 BHN	9,2	4,9
Fierro nodular, ASTM Grado: - 60 – 40 – 18, recocido - 80 – 55 – 06, recocido - 100 – 70 – 03, normalizado - 120 – 90 – 02, templado y revenido		10,6	5,6
		14,1	7,7
		18,3	9,0
		21,1	13,0
Bronce, AGMA 2C (10% - 12%)Sn	28,2 Kgs / mm <sup>2</sup>	4,0	2,1

**Valores para dientes con paso diametral 6 ó más**

**TABLA 10****FACTOR DE VIDA,  $K_L$** 

NUMERO DE CICLOS	ENGRANAJES RECTOS, HELICOIDALES Y BI-HELICOIDALES				ENGRANAJES CONICOS
	160 BHN	250 BHN	450 BHN	CAPA DURA CARBURIZAD.*	CAPA DURA CARBURIZADO.*
10	1,6	2,4	3,4	2,7	4,6
10	1,4	1,9	2,4	2,0	3,1
10	1,2	1,4	1,7	1,5	2,1
10	1,1	1,1	1,2	1,1	1,4
10	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
10	1,0 – 0,8	1,0 – 0,8	1,0 – 0,8	1,0 – 0,8	1,0

\* DUREZA DE LA CAPA DURA: 55 – 63 Rc

**TABLA 11****FACTOR DE SEGURIDAD RESPECTO A LA RESISTENCIA A LA FATIGA,** **$K_R$** 

REQUERIMIENTOS	$K_R$
Alta confiabilidad	9,150
De 100 falla uno	1,00
De 3 falla uno	0,70

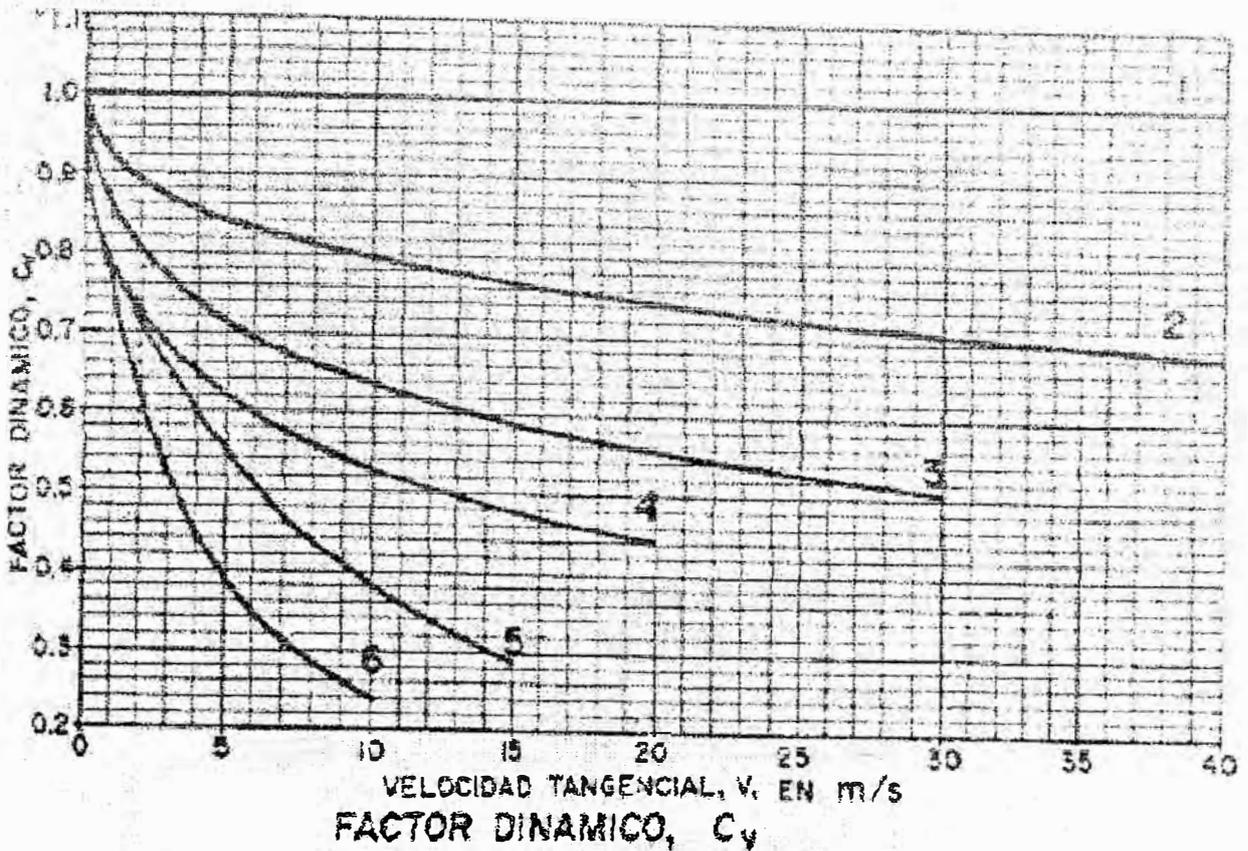


FIG 4-7

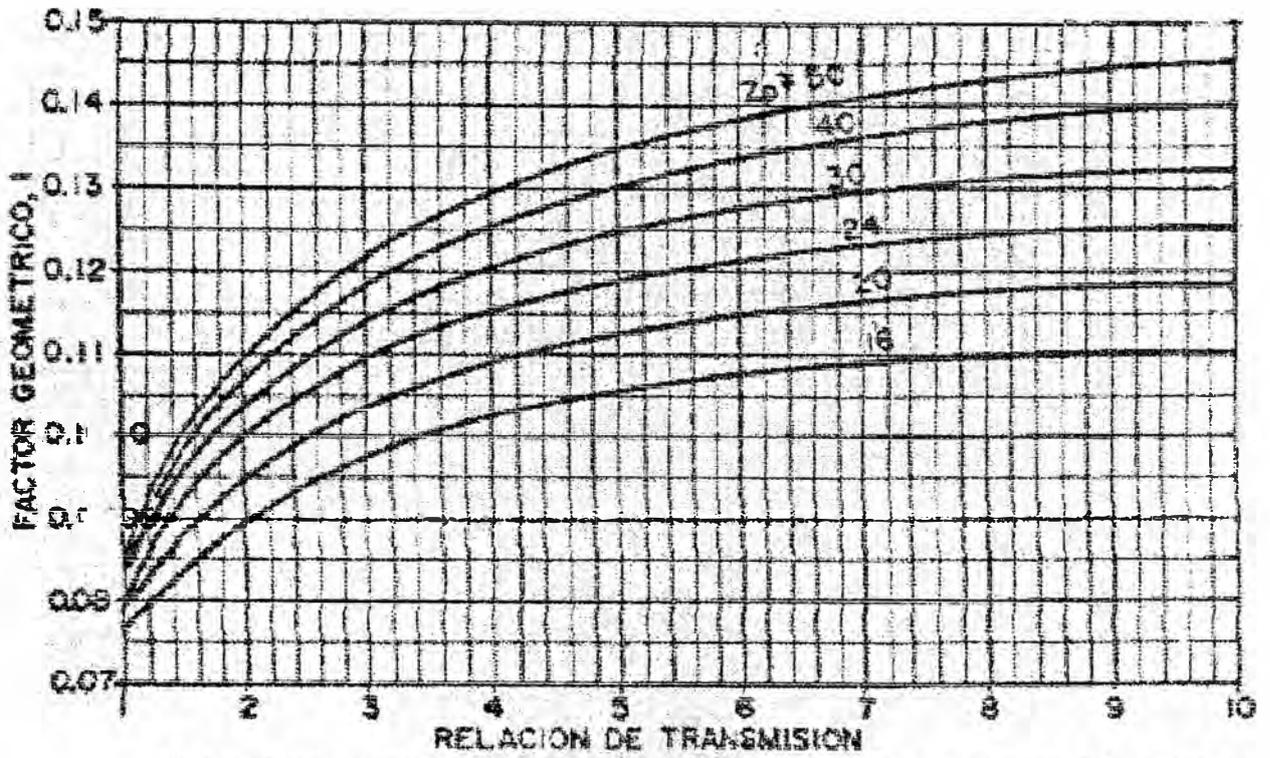
Para engranajes de dientes rectos:

**Curva (1):** Engranajes de alta precisión afeitados o rectificadas y sometidos a cargas dinámicas pequeñas.

**Curva (3):** Engranajes de alta precisión afeitados o rectificadas sometidos a cargas dinámicas.

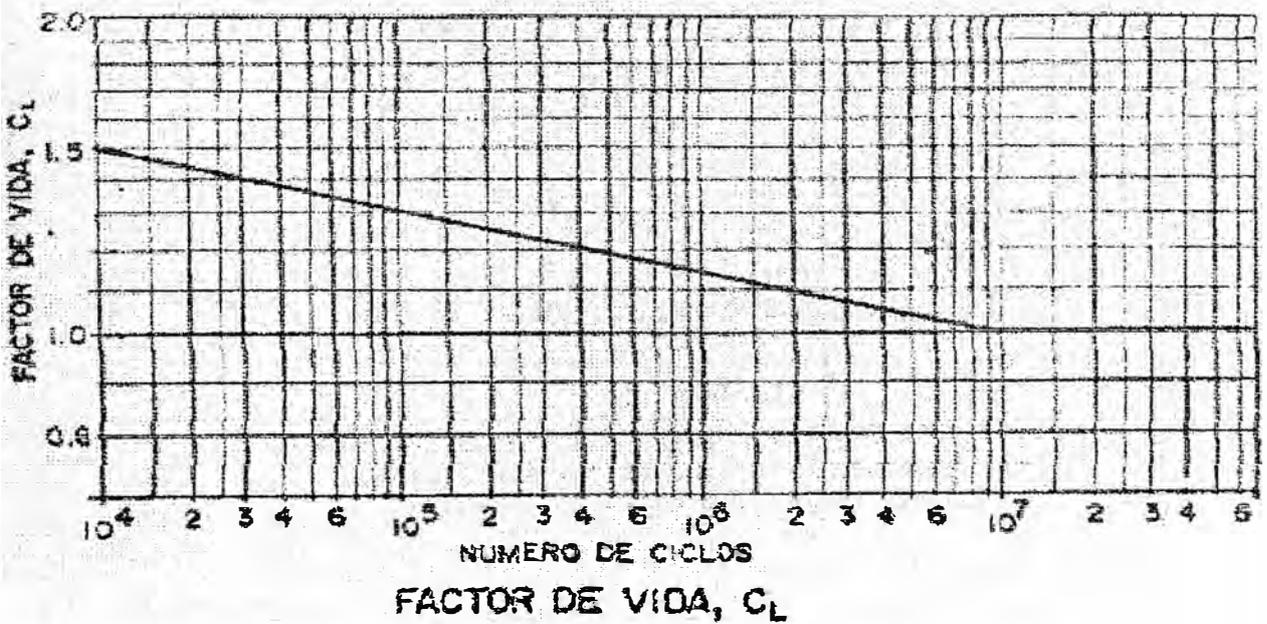
**Curva (4):** Engranajes acabados con fresa madre o afeitados.

**Curva (5):** Engranajes tallados con fresa roseta o generados sin mayor precisión.



FACTOR GEOMETRICO, I, PARA ENGRANAJES CILINDRICOS DE DIENTES RECTOS,  $\theta = 20^\circ$

FIG 4-8



FACTOR DE VIDA, CL

FIG 4-9

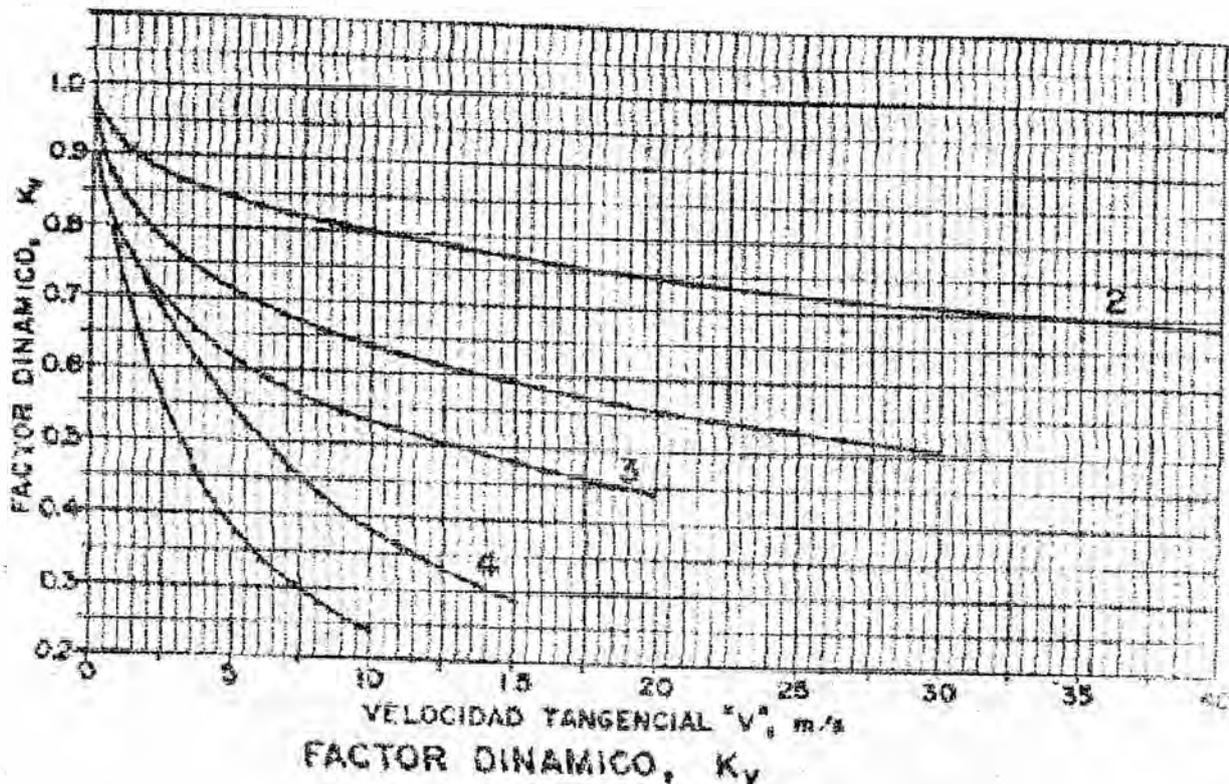


FIG 4-10

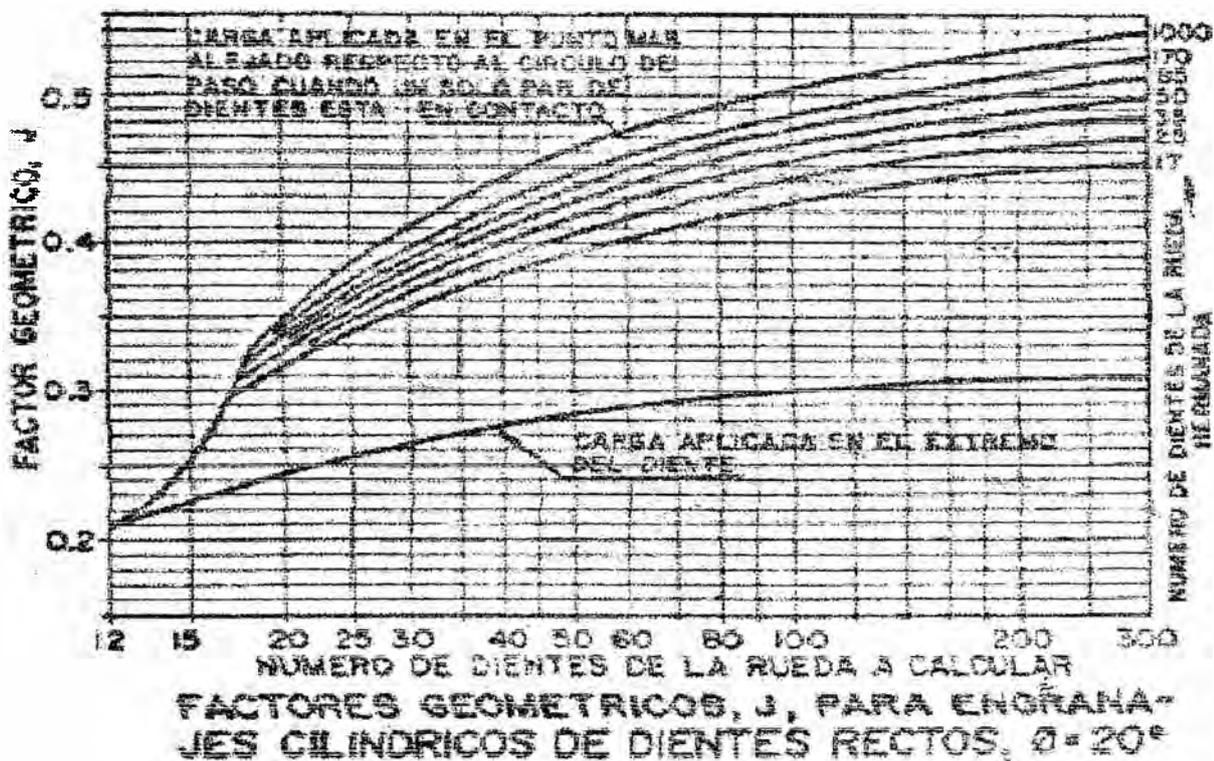
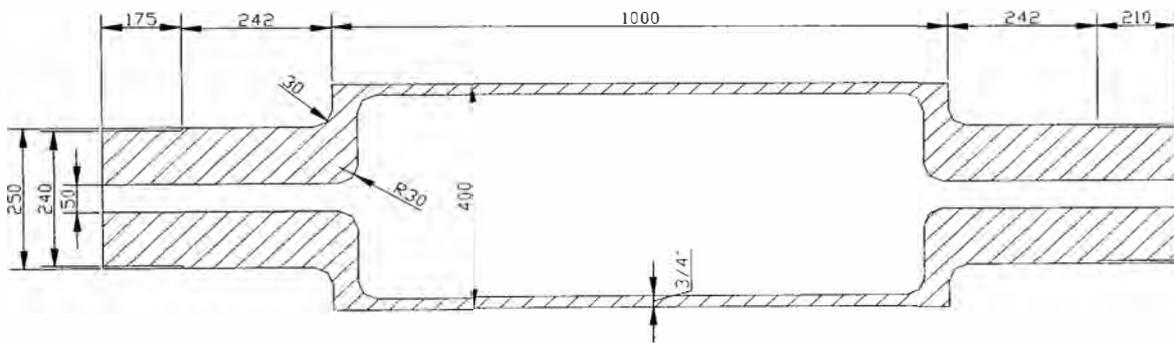


FIG 4-11

#### 4.4 DISEÑO Y CALCULO DE LOS RODILLOS

Los cálculos referidos serán considerando al rodillo como una viga. De acuerdo a las recomendaciones de los fabricantes de rodillos y de la referencia de las dimensiones de otros rodillos de similar capacidad al que estamos diseñando, las dimensiones de estos se muestran en la siguiente figura:



Este es el rodillo N° 2, el N° 1 es similar solo que no tiene la misma longitud en la parte del eje izquierdo tal como muestra la figura (4 – 6).

#### 4.4.1 MATERIAL DE LOS RODILLOS

Frecuentemente los cilindros se hacen de fierro fundido, pero son frágiles y rompen fácilmente . La fragilidad se puede evitar haciéndolos de acero fundido.

Si las cargas de laminación son enormes generalmente se requiere que el cilindro tenga un espesor considerable por lo que se optará por fabricar los cilindros por alguno de los modos anteriormente descritos. Si el espesor de los cilindros no es tan considerable preferentemente se realizan de planchas de acero roladas.

**TABLA 12**

**Carga de rotura media para cilindros de diferentes materiales**

<b>Material</b>	<b>Carga de rotura (kg /mm)</b>
Fundición templada	17 – 21
Fundición en arena	18 – 25
Con Mo templada	23 – 25,5
Fundición aleada	21 – 28
Acero ordinario fundido	32 – 70
Acero aleado	46 – 78
Acero forjado y tratado	50 – 105
Acero forjado templado	210

El material a usar para los rodillos será un acero cuyo límite de rotura oscilan entre  $32 \text{ kg / mm}^2$  a  $70 \text{ kg / mm}^2$ , la forma de fabricarlos será por fundición.

Un buen acero que reúne las propiedades adecuadas de rigidez , dureza es el acero inoxidable AISI 304 L ( DIN: X<sub>2</sub> Cr Ni 1911 ) que tiene un alto límite de esfuerzo de rotura de  $65 \text{ kg / mm}^2$  y un esfuerzo de fluencia de  $22 \text{ kg / mm}^2$  .Su composición química es: C<sub>max.</sub> 0,03 Si 0,5 Mn 1,40 Cr 18,5 Ni 9,5 %

Las características de este material son las siguientes:

Acero inoxidable, aleado al cromo-níquel, muy resistente a la corrosión ínter granular y a los ataques químicos del

medio ambiente. Posee una buena resistencia a la acción corrosiva del agua, ácidos y soluciones alcalinas si se emplea con superficie pulida espejo. Posee también buenas propiedades de soldabilidad y de maquinabilidad, propiedades muy importantes por que una vez que la pieza este fundida antes de proceder a maquinar y darle la dimensión final y pulido, habrá que realizar una serie de correcciones para aliviar los defectos de fundición como los llamados rechupes, poros y otros defectos que son muy frecuentes en la fundición.

Este material tiene otras aplicaciones por ejemplo en la industria alimenticia tales como la cervecera, lechera, azucarera. Fabrica de jabones, ceras y grasas comestibles; utensilios domésticos y de hotelería; cubiertos, industria del cuero como también farmacéutica y de la técnica dental. Es un material con muy buena resistencia al calor. En el cuadro siguiente se muestra más propiedades de este material.

<b>PROPIEDADES MECANICAS</b>										
Ensayo por choque sobre probeta entall. min. Kgm / cm <sup>2</sup>	Ensayo Erichsen de est. En chapa de 1 mm. en mm.	Límite de fluencia ensayada en probeta caliente.				Dureza (Brinell) HB	Límite de fluencia min. Kg/mm <sup>2</sup>	Resistencia a la tracción Kg/mm <sup>2</sup>	Alargamiento (L= 5d) min. %	Contracción Min. %
		min. Kg/mm <sup>2</sup>								
		100°	200°	300°	400°					
20	-12	15	13	11	10	160	22	65	50	50
<b>VALORES FISICOS</b>										
Peso específico Gr / cm <sup>3</sup>	Módulo de elasticidad a 20°C Kg / mm.	Resistencia eléctrica a 20°C Ohm. mm <sup>2</sup> / m	Conductibilidad térmica a 20° C Cal / cm. s. °C	Calor específico a 20°C Cal / g. °C	Dilatación térmica 10 <sup>-6</sup> m/m °C entre 20°C y					
					100°	200°	300°	400°	500°	
7,9	21000	0,73	0,035	0,12	16	17	17	18	18	

**Por lo que este será el material del los rodillos.**

#### **4.4.2 TEORIA DE LA FLEXION DE LOS CILINDROS**

**Cuando el caucho pasa entre los rodillos suceden dos cosas . En primer lugar se producen tensiones en el interior del material que tienden a romper los cilindros . En segundo lugar, debido a que los cilindros son de material elástico, flexionan cierta magnitud según la figura (4 – 13)**

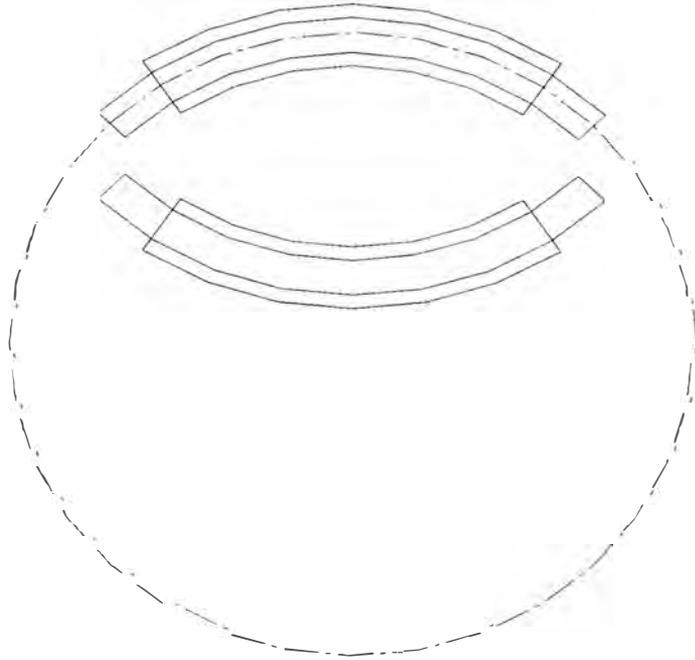


FIG 4 -13

Si observamos el cilindro superior vemos que, cuando se está flexando, la longitud de la parte superior, es mayor que la correspondiente a la parte central, y la longitud de la parte inferior es menor que la de la parte central, esto quiere decir que el material de la parte superior sea alargado y la de la parte inferior sea acortado,. Por que en la mitad es de la parte superior e inferior se producirán tensiones de tracción y de compresión , respectivamente. En la parte central no hay tracción ni compresión. La línea central corresponde a la línea neutra.

Es importante saber qué fuerza  $P$  podrán resistir los cilindros sin romper, considerando la fuerza distribuida uniformemente a lo largo del cilindro. La mitad de la

fuerza  $P$  se transmitirá a los cuellos y cojinetes de cada extremo, cada una de las cuales soportará una carga determinada. El momento flector producido por la fuerza pertinente, se deberá equilibrar en cualquier punto del cilindro por un momento resistente (interior al cilindro) producido por la reacción del material del cilindro.

En el diseño de cilindros la flexión de los mismos, es decir, la flecha que se produce como consecuencia de la carga es punto importante a tener en cuenta ya que estos tienen que tener una rigidez que no admita un exceso de la flecha superior al permisible.

La flecha se puede hallar analítica ó gráficamente, en nuestro caso debido a la complejidad de las cargas y los cambios de sección del rodillo, calcular por el método analítico sería demasiado complicado por lo optaremos por el método gráfico, el cual será explicado y detallado más adelante.

Es importante precisar que para la aplicación del método gráfico es necesario tener las dimensiones del rodillo definidas (el espesor del cilindro y el diámetro de los ejes) las dimensiones que se muestran en la figura ( 4 - 4 ), como ya dijimos están definidas básicamente por prototipos ya establecidos.

Finalmente antes de aceptar estas dimensiones se procedió hacer cálculos tentativos, por ejemplo se tomo como diámetro del eje una longitud de 100mm, que finalmente arrojó a priori una incompatibilidad para hacer los cálculos por el método gráfico, y consecuentemente un factor de seguridad dudoso.

### 4.4.3 CALCULO DEL RODILLO 2

Según el esquema ( 4 – 6 ) , este corresponde al cilindro N° 2, que es como sabemos es el más exigido. Aunque este ya está dimensionado tal cual muestra la figura ( 4 – 4 ) pasaremos a comprobar si estos son correctos y seguidamente evaluar su factor de seguridad.

#### - Esquema espacial de las fuerzas actuantes en el rodillo

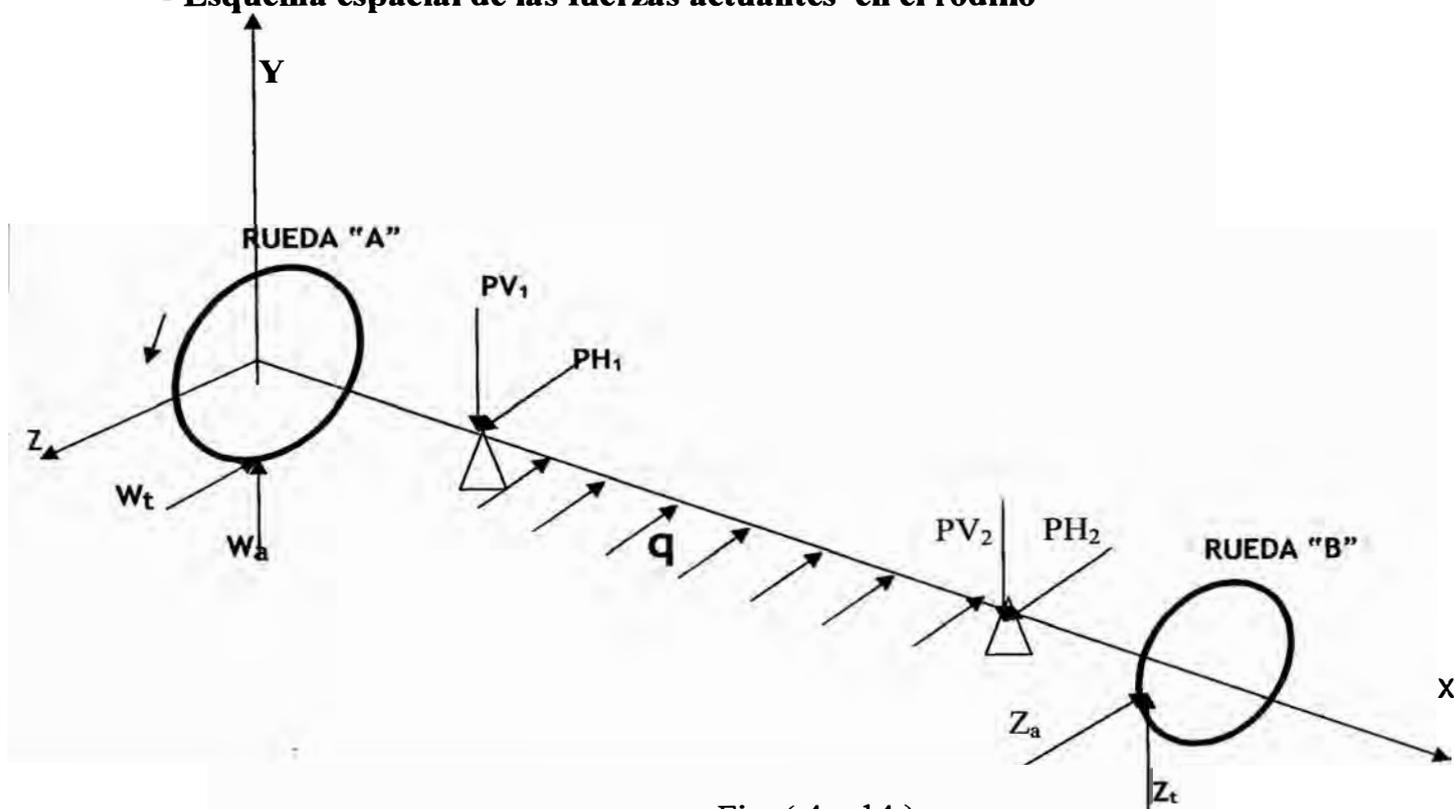


Fig. ( 4 – 14 )

#### - calculo de $W_t$ y $W_a$

Como se trata de un engranaje de dientes rectos se puede escribir la siguiente relación:

$$W_a = W_t \operatorname{Tg} 20^\circ \quad (4-19)$$

La potencia entregada a la rueda "A" como sabemos será:

$$P = \text{Pot. Motor} (\eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4^2 \eta_5) \quad \text{reemplazando valores ;}$$

$$P = 45,14 \times 0,97 \times 0,90 \times 0,99^3 \times 0,98$$

$$P = 37,47 \text{ CV}$$

Esta potencia es generada por el torque provocado por la fuerza tangencial  $W_t$ , y se puede determinar de la siguiente relación:

$$P = \frac{T(\text{Kg} \cdot \text{mm}^2) \cdot N(\text{rpm})}{716200} \quad (\text{CV}) \quad (4-20)$$

Reemplazando valores en la ecuación anterior

$$37,47 = \frac{T \times 18,5}{716200} \quad T = 1\,450\,595,3 \text{ Kg} \cdot \text{mm}$$

$$T = W_t \cdot R \quad (4-21)$$

donde, R es el radio de la rueda "A"

de la ecuación (4-21) la fuerza tangencial  $W_t = 3\,237,9 \text{ Kg}$ ,

reemplazando este valor en la ecuación (4-19) se tiene que  $W_a =$

1 178,5 Kg.

**- calculo de  $Z_t$  y  $Z_a$**

la potencia entregada a la rueda "C" será:

- De acuerdo al esquema (4 – 6) la potencia a transmitir N en esta etapa será:

$$N = (\text{Pot. Motor} ( \eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4 \eta_5 ) - P_r - P_c ) \eta_6 \quad (4 - 18)$$

donde:

$P_r$  : potencia de laminación , para el rodillo N° 2

$P_c$  : potencia perdida en los cojinetes del rodillo N° 2

reemplazando valores ;

$$N = (45,14 (0,97 \times 0,90 \times 0,99 \times 0,99^2 \times 0,98) - 17,94 - 2,88) \times 0,98$$

$$N = 16,31 \text{ CV}$$

Análogamente al procedimiento anterior, el valor del torque será:

Reemplazando valores en la ecuación anterior

$$16,31 = \frac{T \times 14,5}{716200} \quad T = 805601,5 \text{ Kg} \cdot \text{mm}$$

$T = 805601,5 \text{ Kg} \cdot \text{mm}$  , así como también:  $Z_t = 3533,3 \text{ kg}$  y  $Z_a$

$$= 1286 \text{ Kg}$$

**- Diagrama de momento flector en el plano XY**

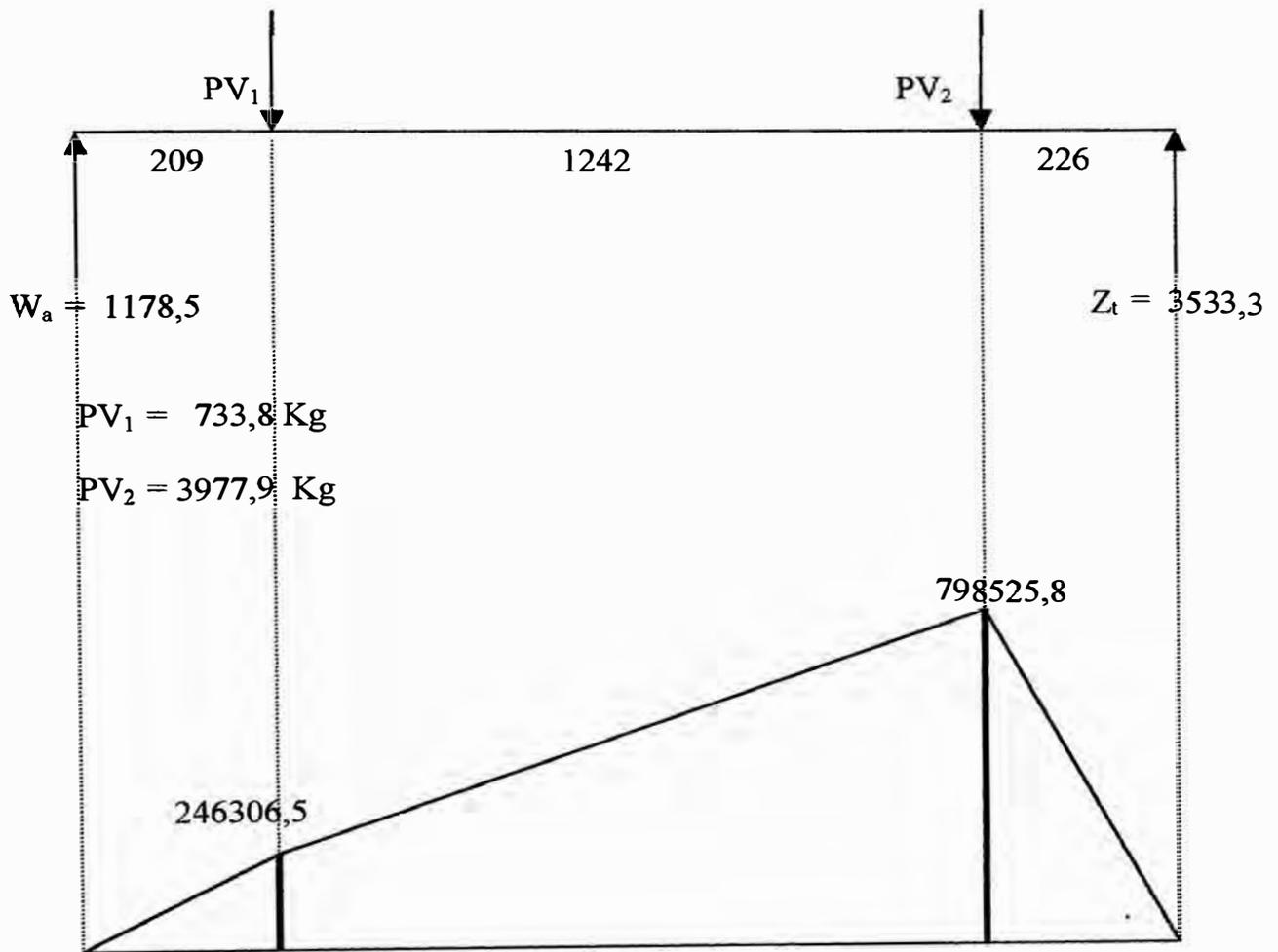


FIG. ( 4 – 15 )



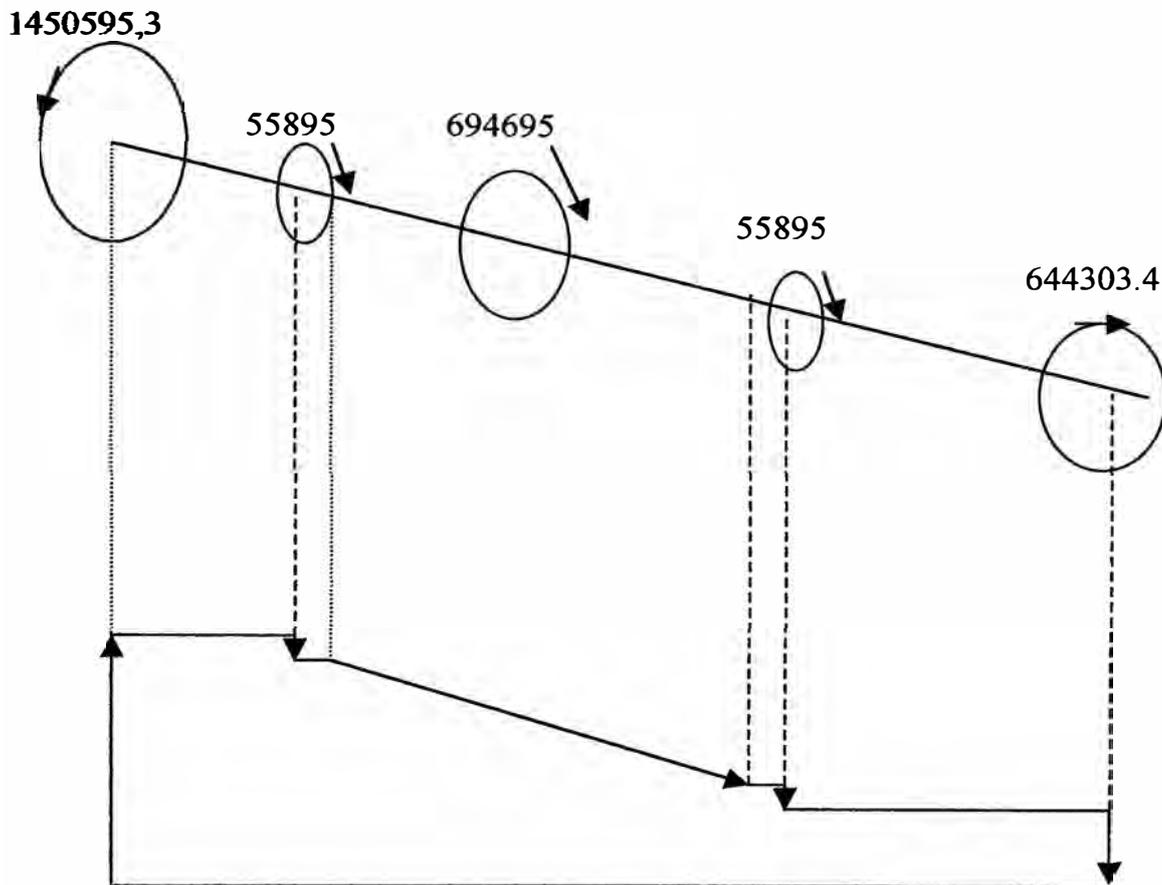
**-Diagrama de momento torsor**

FIG. ( 4 - 17 )

**4.4.4 CALCULO DEL RODILLO 1**

Según el esquema ( 4 - 6 ) , este corresponde al cilindro N° 1, se sabe que este rodillo es similar al anterior, la única diferencia entre estos es que la última es un poco más corta en uno de los extremos.

**- Esquema espacial de las fuerzas actuantes en el rodillo**

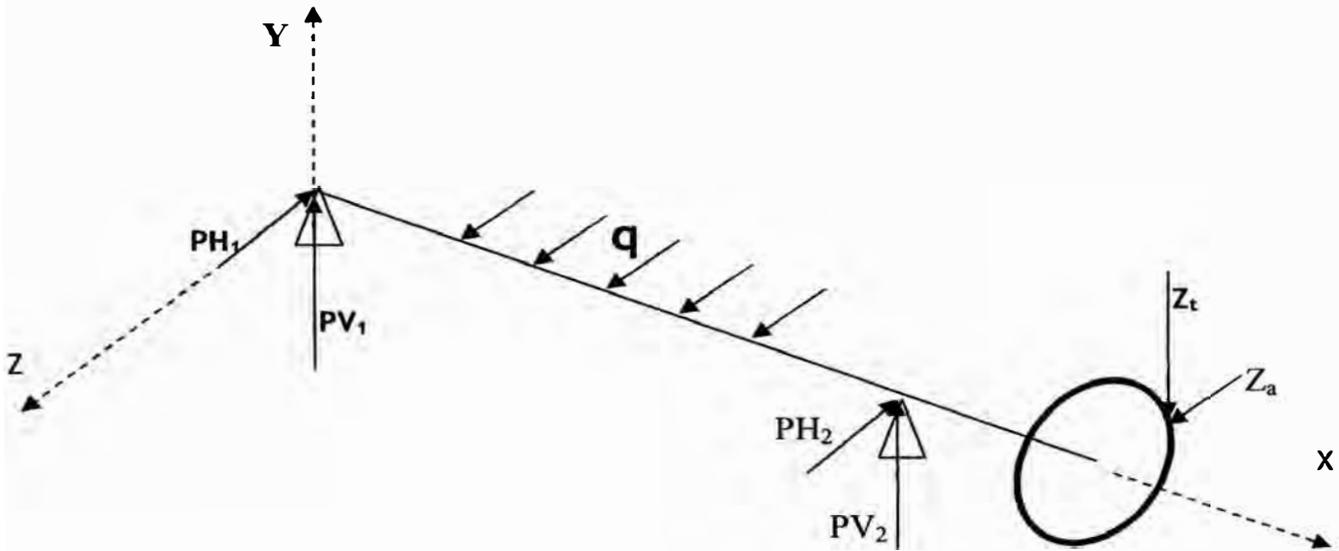


FIG. ( 4 - 18 )

RUEDA "C"

De la parte anterior los valores de  $Z_t$  Y  $Z_a$  son los siguientes:

$$Z_t = 3533,3\text{Kg} \text{ y } Z_a = 1286 \text{ Kg}$$

**- Diagrama de momento flector en el plano XY**

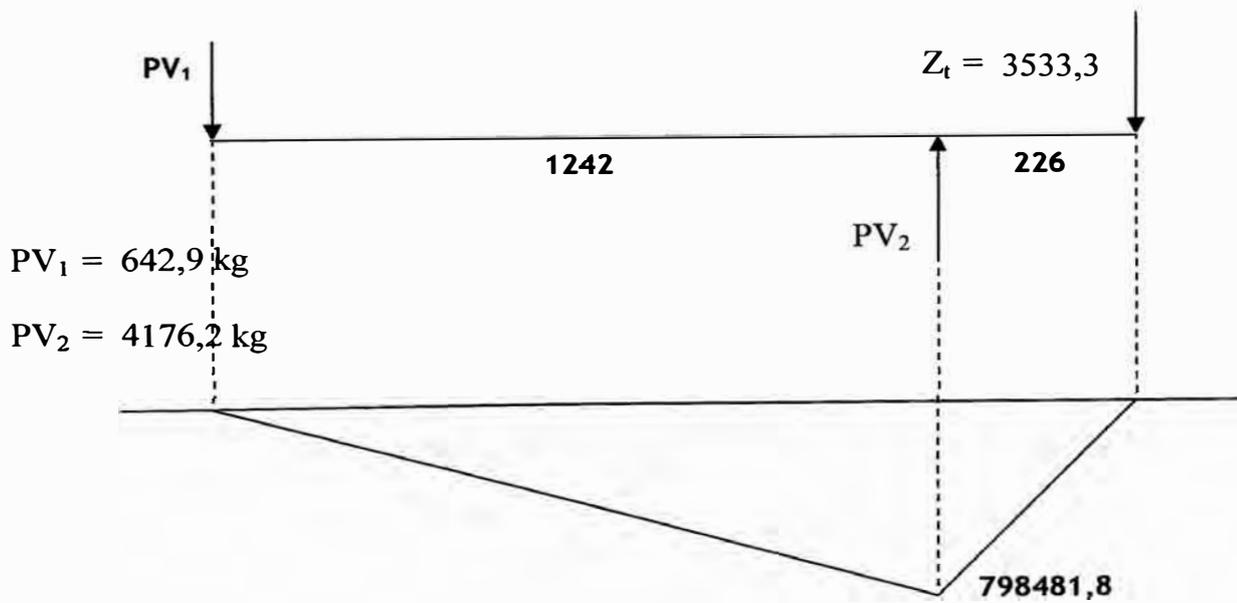


FIG. ( 4 - 19 )

**- Diagrama de momento flector en el plano XZ**

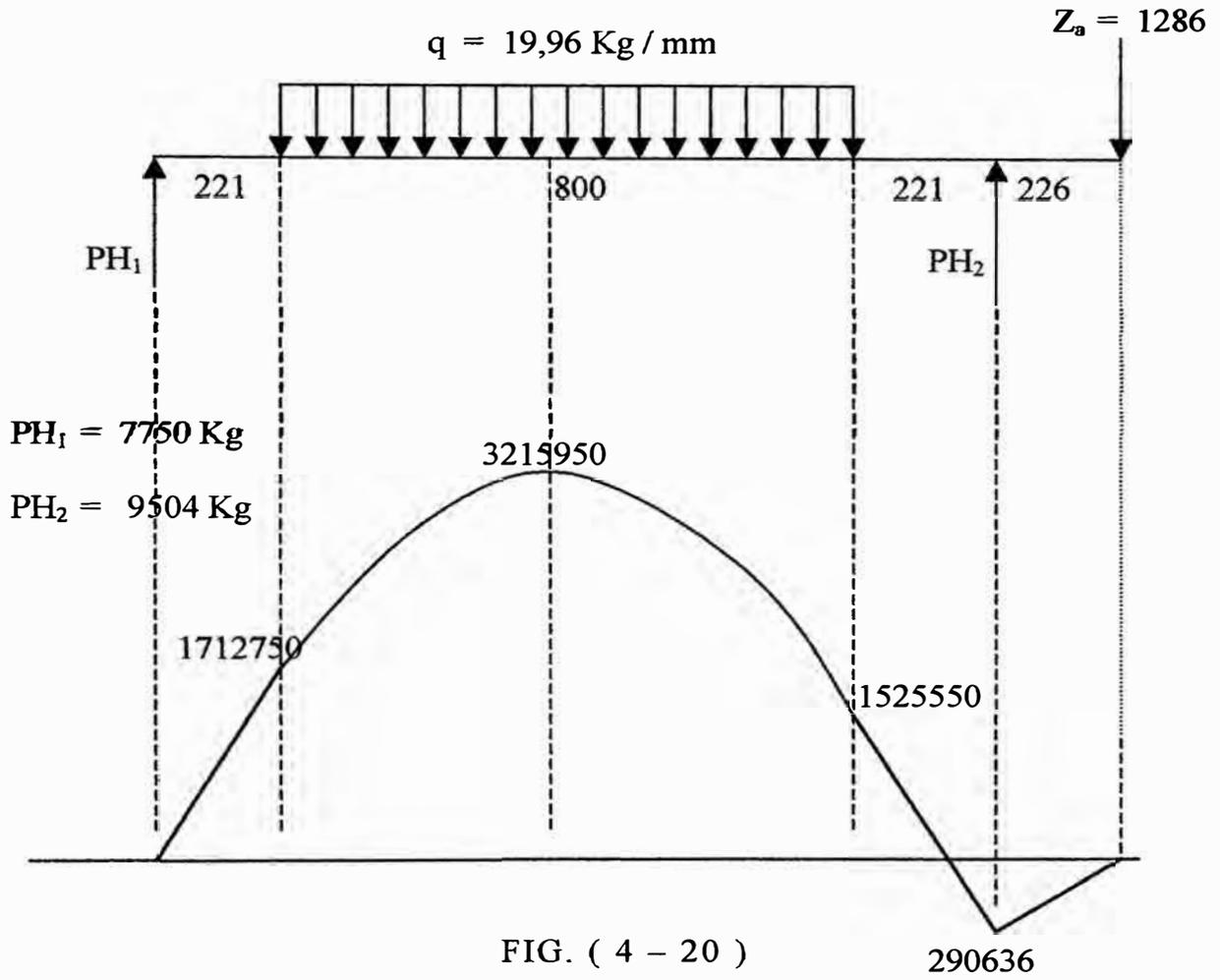


FIG. ( 4 - 20 )

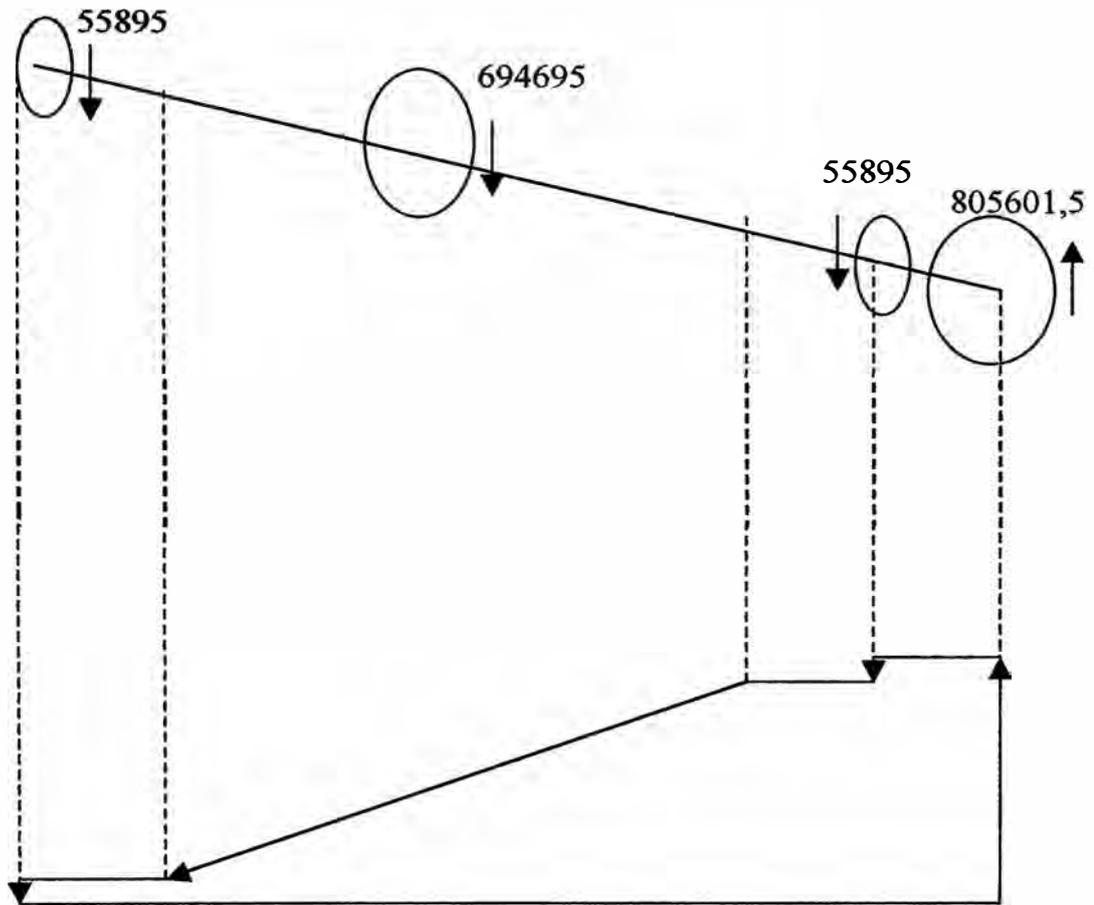
**-Diagrama de momento torsor**

FIG. ( 4 - 21 )

#### 4.4.5 CALCULO DEL ESFUERZO MÁXIMO ACTUANTE EN EL CILINDRO

Para el cálculo de este, emplearemos la fórmula de la ASME para ejes sometidos a esfuerzos combinados de flexión y torsión.

$$S_{sd} = \frac{16}{\pi D_o^3 (1 - k^4)} \sqrt{(K_m M)^2 + (K_t T)^2} \quad (4 - 19)$$

Donde:

$S_{sd}$  = Esfuerzo permisible a corte

$K$  = Relación de diámetros interno y externo  $D_i / D_o$

= Diámetro exterior

$K_m$  = Factor de carga del momento flector

$K_t$  = Factor de carga de torsión

$M$  = Momento flector

$T$  = Momento torsor

De los gráficos anteriores y como es lógico podemos deducir que los esfuerzos máximos se encuentran en la mitad de los cilindros, particularmente en cilindro N°1.

- El momento flector máximo en este punto es:

$$M_{\max} = \sqrt{215950^2 + 399240,9^2}$$

$$M_{\max} = 3240636,9 \text{ kg.mm}$$

- De la figura ( 4 – 19) el momento torsor máximo es:

$$T = 402359 \text{ kg.mm}$$

- El espesor de los cilindros como ya se dijimos es de 3 / 4 “

$$K = D_o / D_i = 362 / 400 \quad K = 0,905$$

- para cargas súbitamente aplicadas con choques menores

$$K_m = 2$$

$$K_t = 1,5$$

Reemplazando estos valores en la ecuación ( 4 – 19)

$$S_{sd} = \frac{16}{\pi 400^3 (1 - 0,905^4)} \sqrt{(2 \times 3240636,9)^2 + (1,5 \times 402359)^2}$$

$$S_{sd} = 1,57 \text{ kg / mm}^2$$

#### 4.4.6 FACTOR DE SEGURIDAD

Para evaluar el factor de seguridad emplearemos el criterio de Soderberg

$$N = \left[ \left( \frac{\sigma_M}{S_e} \right)^2 + 4 \left( \frac{\tau_T}{S_y} \right)^2 \right]^{-1/2} \quad (4-20)$$

Donde,

$N$  es el factor de seguridad

$\sigma_m$  y  $\tau_t$  son los esfuerzos de flexión y de torsión respectivamente

$S_y$  es el esfuerzo límite de fluencia ( 22 kg / mm<sup>2</sup> )

$S_e$  es el esfuerzo límite de fatiga

**- Calculo de la tensión de flexión**

$$\sigma_m = (M \cdot r) / I \quad (4-21)$$

donde,

$M$  es el momento flector en el centro del cilindro

$$M = 3240636,9 \text{ kg}\cdot\text{mm}$$

$I$  momento de inercia

$$I = \pi (D^4 - d^4) / 64 = 413 \ 682469,4 \text{ mm}^4$$

$r$  radio, del centro a la superficie exterior del cilindro

$$r = 200 \text{ mm}$$

Reemplazando datos en la ecuación (4 - 21) se tiene

$$\sigma_m = 1,566 \text{ kg / mm}^2$$

**- Calculo de la tensión de torsión**

$$\tau = (T * r) / J \quad (4 - 22)$$

donde,

$\tau$  = tensión por torsión

T momento de torsión

$$T = 402359 \text{ kg.mm}$$

J momento de inercia polar

$$J = \pi ( D^4 - d^4 ) / 32 = 827 \ 364 \ 938,8 \text{ mm}^4$$

$$r = 200 \text{ mm}$$

Reemplazando estos valores en la ecuación ( 4 – 22) se tiene:

$$\tau = 0.097 \text{ kg /mm}^2$$

**- esfuerzo límite de fatiga ( $S_e$ )**

Se sabe que, cuando un material esta sujeta a cargas alternativas, generalmente se producen grietas en la superficie que se van extendiéndose hacia el interior del material hasta que sobreviene la rotura de este, denominándose esta acción como fatiga del metal. Cuanto más alta son las tensiones más pequeño es el número de repeticiones o inversiones de la tensión que

puede resistir el metal sin romper. Existe para cada metal un número inferior de tensión denominado límite de fatiga, por debajo del cual puede resistir sin romper un número ilimitado de repeticiones de la tensión. Para tensiones alternativas, como sucede en los cilindros. Este límite para aceros al carbono es aproximadamente el 50% del límite de la carga de rotura.

Hay una serie de factores que diferencian el límite de fatiga de una probeta con la de un elemento real.

Los efectos sobre el límite de fatiga de las diferencias mencionadas entre la probeta y un elemento de máquina en particular, se han agrupado en cinco factores que vendrían ser como factores modificatorios del ideal (probeta) .

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e ( S_e^i ) \quad ( 4 - 23 )$$

Donde,

-  $S_e^i$  es el límite de fatiga de la probeta.

Para aceros es  $S_e^i = 0,5 S_u$  ( $S_u$  = esfuerzo límite de rotura a tracción)

-  $K_a$  es el factor de acabado superficial que depende el material y del acabado superficial. Las rayaduras, son elementos que facilitan el efecto de fatiga.

Según el gráfico ( 4 - 20 ) tendremos para una superficie maquinada y con un esfuerzo de rotura por tracción igual a  $65 \text{ kg} / \text{mm}^2$ . (92 258 PSI)

$$K_a = 0,77$$

-  $K_b$  es el factor de tamaño, que obviamente depende de las dimensiones del elemento. De la tabla N° 13:

$$K_b = 0,6$$

#### FACTOR DE ACABADO SUPERFICIAL $K_a$

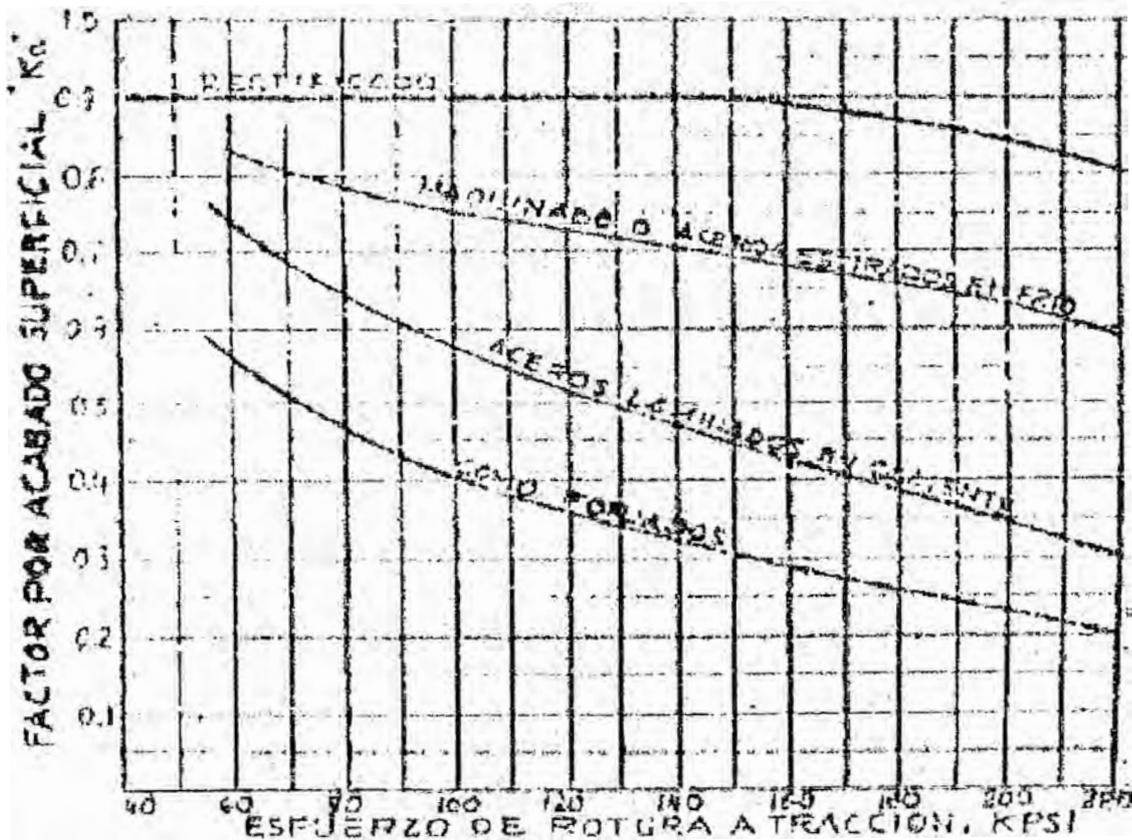


FIG 4-22

**TABLA 13**  
**FACTOR DE TAMAÑO  $K_b$**

DIAMETRO		$K_b$
de	Menos de	
	0,4	1,00
0,4	1,0	0,85
1,0	2,0	0,80
2,0	5,5	0,70
5,5	mayor	0,60

**TABLA 14**

PROBABILIDAD DE FALLA (en %)	UNIDADES TIPIFICADAS D
0,001	4,34
0,01	3,74
0,1	3,10
0,5	2,58
1,0	2,33
2,0	2,06
3,0	1,88
4,0	1,75
5,0	1,65
7,0	1,48
10,0	1,28
50,0	0,00

$K_c$  Factor de confiabilidad, vamos a considerar una probabilidad de falla del 0,01 % de las probetas.

$$K_c = 1 - 0,08 D \quad \text{de la tabla N}^\circ 14 \quad D = 3,74$$

$$K_c = 0,7$$

$K_d$  es el factor de temperatura, la resistencia a la fatiga disminuye con el aumento de la temperatura, para temperaturas ambientales moderadas este factor es de 1.

$K_e$  este factor se refiere a los efectos restantes, que dependen de tres factores básicamente como son el de la corrosión ambiental, de las tensiones residuales y de los defectos internos. Generalmente a este se le asigna 1.

$$S_e = 0,77 \times 0,6 \times 0,7 \times 1 \times 1 (0,5 \times 65)$$

$$S_e = 10,51 \text{ kg} / \text{mm}^2$$

Reemplazando estos valores en la ecuación (4 - 19) , se tendrá:

$$N = \left[ \left( \frac{1,56}{10,51} \right)^2 + 4 \left( \frac{0,097}{37} \right)^2 \right]^{-1/2}$$

$$N = 6,73$$

#### 4.4.7 CALCULO DEL ESFUERZO MÁXIMO ACTUANTE EN LOS EJES DE LOS RODILLOS

Observando los diagramas de cargas internas podemos señalar algunos puntos donde hay mayor concentración de tensiones, uno de estos puntos se encuentra ubicado justo en el cambio de sección derecho del rodillo N°1

Para el cálculo emplearemos la fórmula de la ASME para ejes sometidos a esfuerzos combinados de flexión y torsión. Ecuación ( 4 – 19 ).

- de las figuras ( 4 – 17 ) y ( 4 – 18 ) el momento de flexión máximo será:

$$M_{\max} = \sqrt{798\,481,8^2 + 703\,463,8^2}$$

$$M_{\max} = 1\,064\,159 \text{ kg.mm}$$

- De la figura ( 4 – 19 ) el momento torsor máximo es:

$$T = 749706,5 \text{ kg.mm}$$

- El espesor de los cilindros es de 75 mm

$$K = D_o / D_i = 50 / 250$$

$$K = 0,2$$

- para cargas súbitamente aplicadas con choques menores

$$K_m = 2$$

$$K_t = 1,5$$

Reemplazando estos valores en la ecuación ( 4 – 19)

$$S_{sd} = \frac{16}{\pi 250^3 (1 - 0,2^4)} \sqrt{(2 \times 1064159)^2 + (1,5 \times 749706,5)^2}$$

$$S_{sd} = 0,78 \text{ kg} / \text{mm}^2$$

#### 4.4.8 FACTOR DE SEGURIDAD

En este caso debido al cambio de sección el factor de seguridad estará afectado a diferencia del caso anterior por el factor de concentración de tensiones  $K_F$ . Para evaluar el factor de seguridad también emplearemos el criterio de Soderberg.

$$N = \left[ \left( \frac{\sigma_m^*}{S_e} \right)^2 + 4 \left( \frac{\tau_T}{S_y} \right)^2 \right]^{-1/2} \quad (4 - 24)$$

Donde,

$$\sigma_m^* = K_F \sigma_m$$

#### - Calculo de la tensión de flexión

$$\sigma_m = (M^* r) / I \quad (4 - 25)$$

donde,

$$M = 1\,064\,159 \text{ kg.mm}$$

$$I = \pi (D^4 - d^4) / 64 = 191\,440\,802,3 \text{ mm}^4$$

$$r = 125 \text{ mm}$$

Reemplazando datos en la ecuación (4 – 25) se tiene

$$\sigma_m = 0,69 \text{ kg / mm}^2$$

#### **- Factor aumentativo de tensión $K_F$**

La experiencia ha demostrado que los cilindros tienen tendencia a empezar a agrietar en los ángulos vivos . Se sabe de la teoría de las líneas de fuerza, en cuanto a tensiones se refiere , que dichas líneas se agrupan estrechamente en las proximidades de los ángulos vivos , dando origen a tensiones excesivas . Redondeando dichos ángulos se reduce enormemente las tensiones dependiendo esta reducción del radio del acuerdo y de las proporciones de la sección.

La figura ( 4 – 22 ) muestra los resultados de ensayos hechos por J.H. Hitchcock en cilindros de modelo real.

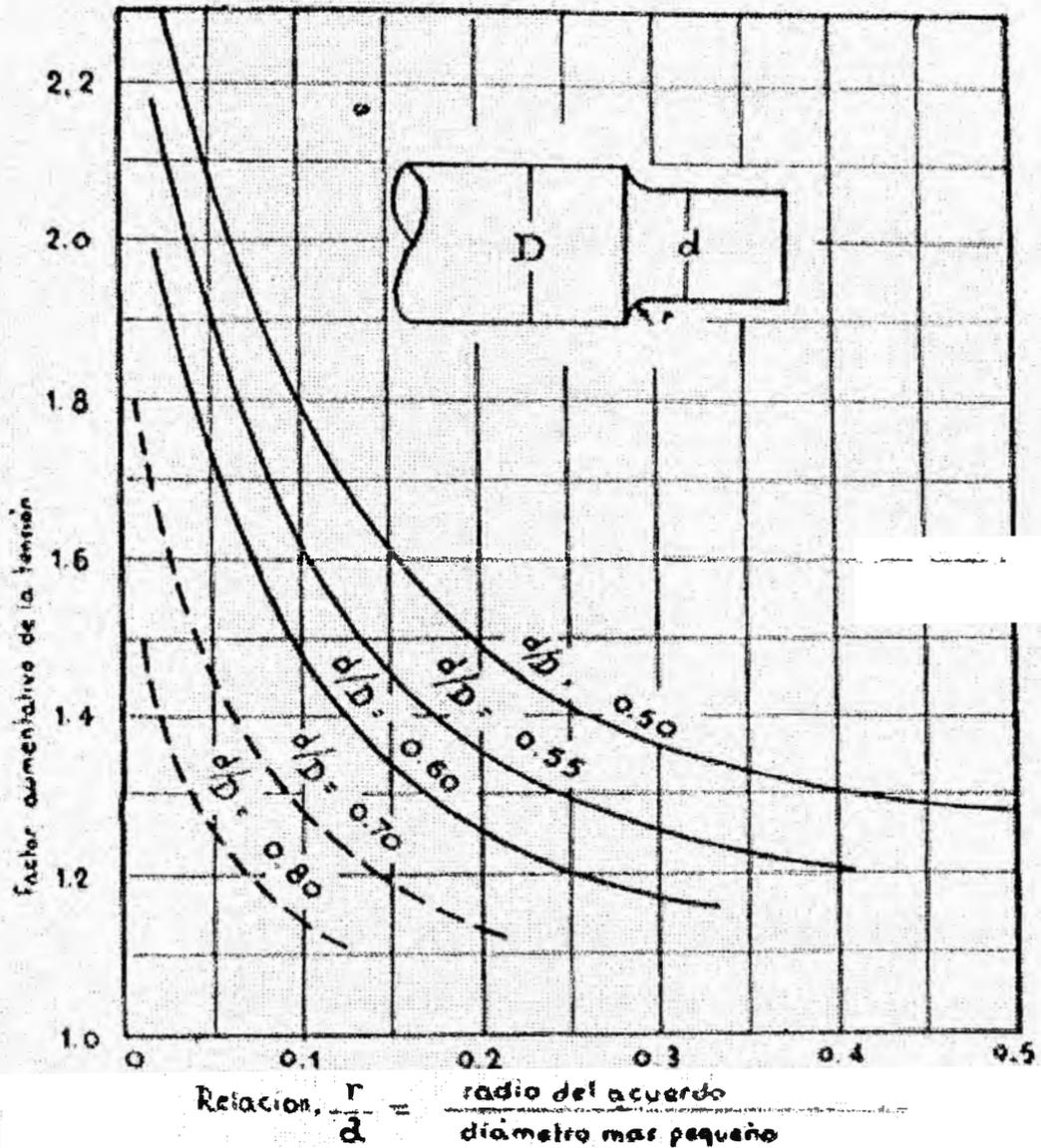
Par nuestro caso tenemos:

$$d / D = 250 / 400 = 0,62$$

$$r / d = 30 / 250 = 0,12$$

con estos valores recurrimos al gráfico ( 4 – 21 ),

$$\text{entonces } K_T = 1,4$$



—Aumento de la tensión original por cambios bruscos de la sección en los cilindros, en relación con el radio del acuerdo y los diámetros de las secciones mayor y menor (las curvas se aplican a los casos similares al  $C_1$  de la figura 21 y para cilindros de acero aleado)

FIG 4-23

### - Cálculo de la tensión de torsión

Para este cálculo emplearemos la ecuación (4-22)

donde,

$$T = 749\,706,5 \text{ kg.mm}$$

**J momento de inercia polar**

$$J = \pi (D^4 - d^4) / 32 = 382\,881\,604,6 \text{ mm}^4$$

$$r = 125 \text{ mm}$$

Reemplazando estos valores en la ecuación ( 4 – 22 ) se tiene:

$$\tau = (749\,706,5 \times 125) / 382\,881\,604,6$$

$$\tau = 0,24 \text{ kg / mm}^2$$

**- esfuerzo límite de fatiga ( $S_e$ )**

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e (S_e^i) \quad (4 - 26)$$

Donde,

$$- S_e^i = 0,5 \text{ (65)}$$

-  $K_a$  según el gráfico ( 4 – 20 ) tendremos, para una superficie maquinada y con un esfuerzo de rotura por tracción igual a  $65 \text{ kg / mm}^2 \dots (92\,258 \text{ PSI})$

$$K_a = 0,77$$

-  $K_b$  de la tabla N°13:

$$K_b = 0,6$$

$K_c$  Factor de confiabilidad, vamos a considerar una probabilidad de falla de 0,01 % de las probetas.

$$K_c = 1 - 0,08 D \quad \text{de la tabla N°14} \quad D = 3,74$$

$$K_c = 0,7$$

$$K_d = 1$$

$$K_e = 1$$

En ( 4 – 26 ) :

$$S_e = 0,77 \times 0,6 \times 0,7 \times 1 \times 1 ( 0,5 \times 65 )$$

$$S_e = 10,51 \text{ kg / mm}^2$$

Reemplazando estos valores en la ecuación (4 – 24) , se tendrá:

$$N = \left[ \left( \frac{1,4 \times 0,69}{10,51} \right)^2 + 4 \left( \frac{0,24}{37} \right)^2 \right]^{-1/2}$$

$$N = 10,7$$

#### 4.4.8 DETERMINACION GRAFICA DE LA DEFLEXION DE LOS RODILLOS

Los factores de seguridad hallados anteriormente para los cuellos y los cilindros de los rodillos tienen valores que podrían hacer pensar que estos están sobredimensionados, pero en realidad es que estos equipos tienden a tener estas medidas básicamente para evitar las deformaciones excesivas que se dan a lo largo del rodillo producto de las cargas al que están sometidos, por lo que es muy importante determinar la magnitud de estas deformaciones para comprobar si estamos entre los rangos permisibles par cada caso.

El método de integración gráfica para encontrar la magnitud de las flechas locales de un rodillo es muy útil en casos como el nuestro donde existen cambios de sección, fuerzas variadas, etc, utilizando un método analítico como ya dijimos sería muy complicado determinarlo.

### **-Procedimiento del método**

como sabemos la deformada para cualquier punto del rodillo (viga) esta dado por la siguiente relación:

$$\frac{d^2v}{dx^2} = \frac{M}{EI} \quad (4-27)$$

Donde  $v$  es la deformada en un punto de eje  $X$ , que será hallada realizando dos integraciones sucesivas mediante el método de integración gráfica.

$M$  es el momento flector actuante y  $E$  e  $I$  son el coeficiente de elasticidad y el momento de inercia respectivamente.

### **1. Diagrama del momento flector del rodillo**

trazaremos el gráfico del momento flector del rodillo N° 1 que es el más exigido y por lo que suponemos presentará las mayores deformaciones.

Para ello definiremos una escala adecuada para el momento flector (  $M$  ) y para la longitud (  $x$  ).

Elegimos las escalas:

$$E_M = 250\,000 \text{ Kg. mm / cm}$$

$$E_x = 75 \text{ mm / cm}$$

Con estas escalas trazamos el gráfico (  $M$  vs  $x$  ).

Figura ( 4 – 22 ) y figura ( 4 – 26 A )

## 2. Diagrama del momento flector reducido

seguidamente procedemos a graficar el momento flector reducido (  $M / E I$  ) que seria semejante al anterior si la sección de los rodillos fuera constante. Para este caso también definiremos la escala que será la siguiente:

Para un punto donde el momento es alto.

$$( M / E I ) = \frac{3\,215\,950 \text{ kg.mm}}{(21\,000 \text{ kg / mm}^2) (\pi / 64) (400^4 - 362^4) \text{ mm}^4}$$

$$( M / E I ) = 37 \times 10^{-8} \text{ mm}^{-1}$$

considerando el tamaño del papel A4 una escala propicia será:

$$E'_M = \frac{5 \times 10^{-8} \text{ mm}^{-1}}{1 \text{ cm}}$$

Con esta escala “ ploteamos ” varios puntos en igual forma que el punto más alto, obteniendo así el gráfico ( 4 – 23 ) y ( 4 – 26 B )

Las líneas rectas verticales que se ven en este diagrama se deben a los cambios de sección.

### 3. Gráfico de la pendiente

En este caso pasamos a realizar la primera integración gráfica de la ecuación ( 4 – 27 ), que matemáticamente estaría expresado del siguiente modo:

$$\theta = dv / dx = \int ( M / E I ) dx + \theta_0 \quad ( 4 - 28 )$$

donde  $\theta$  es la pendiente de la deflexión y  $\theta_0$  es la constante de integración de la pendiente.

Los gráficos ( 4 – 24 ) y ( 4 – 27 A ) se obtienen a partir de los gráficos ( 4 – 23 ) y ( 4 – 26 B ) respectivamente siguiendo el siguiente procedimiento:

- a) dividimos la curva del momento flector reducido en intervalos pequeños de 5 mm a lo largo del eje X .
- b) proyectamos desde el punto medio de la intersección del intervalo con la curva al eje del momento reducido ( M / E I )

- c) Se toma una distancia ( $e_1 = 5 \text{ cm}$ ) arbitraria al lado negativo del eje (X) desde el cual se une a través de una recta con el pie de la proyección anterior.
- d) Se traslada esta recta a través de una paralela a los puntos que están por debajo de las líneas de los intervalos trazados.
- e) se repite el mismo procedimiento para los demás intervalos.
- f) Para los gráficos (4 - 2 4) y (4 -27 A ) hasta este momento no conocemos la ubicación real del eje X, ya que no sabemos la constante de integración  $\theta_0$  (el eje X' es un eje auxiliar para la constante de integración  $\theta'_0 = 0$  ). En los apoyos de la viga se sabe que las pendientes son diferentes de cero pero las flechas si son iguales a cero, por lo que el eje (X) debe estar ubicado de tal forma que las áreas bajo el gráfico ( $A_1 = A_3$ ) se anulen al sumarse respecto a (X.).

$$A_3 + A_2 = A_1 + A_2 = b \times L$$

Donde el primer miembro representa el área respecto a X', y el segundo al área rectangular.

$$b = (A_3 + A_2) / L = \frac{\sum_{i=1}^n b_i \times a_i}{\sum_{i=1}^n a_i} \quad (4-29)$$

En el gráfico ( 4 – 24 ) la sumatoria de las áreas para cada intervalo es de  $13\,798\text{ mm}^2$  y en el gráfico ( 4 – 27 )A es de  $-1\,777\text{ mm}^2$  . La distancia entre los apoyos es de 1242 mm que pasados a escala sería de 165.58mm

Reemplazando en la ecuación ( 4 – 29 ) se tendrá para cada caso lo siguiente:

$$b = 13\,798 / 165,58 \qquad b = 83,24 \text{ mm}$$

$$b = -1\,777 / 165,58 \qquad b = -10,73 \text{ mm}$$

por lo tanto la ubicación real del eje X se encuentra a 83,24 mm por encima del eje X' para el plano XZ y a 10,73 mm debajo del eje X' para el plano XY.

El valor real es la constante de deformación  $\theta_0$

estará dado por:

$$\theta_0 = b \times E_\theta$$

donde la escala de la pendiente  $E_\theta = e_1 E'_M E_X$

g) Finalmente se ubica el eje de la pendiente (  $\theta$  )

en el primer apoyo, que en nuestro caso es

coincidente con la ubicación inicial de este.

#### 4. gráfico de la deformada

Ahora pasamos a realizar la segunda integración gráfica de la ecuación ( 4 – 27 ), que matemáticamente estará expresado así:

$$v = \int \theta dx + v_0 \quad ( 4 - 30 )$$

donde  $v$  es la deformada de la viga y  $v_0$  es la constante de integración de la deformada.

Los gráfico ( 4 – 2 5 ) y ( 4 – 27 B ) se obtienen a partir de los gráficos ( 4 – 24 ) y ( 4 – 27 A ) respectivamente.

Para graficar la curva de la deformada el procedimiento que se sigue es similar al anterior.

Ahora ubicaremos un punto externo arbitrario  $e_2 = 6,95$  cm y pasaremos a trasladar las paralelas que se generen a partir del procedimiento que ya conocemos. A diferencia del caso anterior ahora si sabemos que la deformada en los apoyos es igual a cero por lo que la constante de integración  $v_0 = 0$ .

##### **5. Cálculo de los valores reales de las deformadas**

El valor máximo de la deformada del cilindro en el plano XZ se encuentra en el medio de este, cuyo valor es de 59.6 mm y en el plano XY de 9,1 mm, lo que arroja una resultante de 60,3 mm. El valor real de la deformada estará dada por:

$$V = 6,03 \text{ cm} \times E_V (\text{ mm / cm } )$$

Donde  $E_V$  es la escala de la deformada

$$E_V = e_2 E_\theta E_X$$

Remplazando valores en la expresión anterior

$$E_V = 6,95 \text{ cm} ( 5 \text{ cm} \times 0,5 \times 10^{-7} \text{ mm}^{-1} / \text{ cm} \ 75 \text{ mm} / \text{ cm} ) 75 \text{ mm} / \text{ cm}$$

$$E_V = 9,7734 \times 10^{-3} \text{ mm} / \text{ cm}$$

Por lo tanto el valor real de la máxima deformada para el cilindro es:

$$V = 6,03 \times 9,7734 \times 10^{-3}$$

$$V = 0,059 \text{ mm}$$

Ahora verifiquemos que el valor hallado está dentro del límite permitido en deflexiones laterales para casos generales, que es el siguiente:

(\*)  $Y_{\max} = 0,001$  a  $0,002$  pulg / pie de longitud entre apoyos

Para nuestro caso la longitud entre apoyos es de 1242 mm ( 4,074 pies), lo que nos da un valor máximo de deformación de:

$$Y_{\max} = \frac{(0,001 \text{ pulg}) (4,074 \text{ pie})}{1 \text{ pie}}$$

$$Y_{max} = 0,103 \text{ mm}$$

La deformación máxima ocurrida en el cilindro está dentro del permisible.

Ahora pasaremos a hallar el valor real máximo de la deformada en los cuellos. Del gráfico ( 4 - 25 ) el valor máximo en el plano XZ es de 31,9 mm y para el plano XY es de 13,5 mm , por lo que la deformada resultante es de 34, 6 mm. El valor real estará dado por:

$$V = 3,46 \text{ cm} \times E_v \text{ ( mm / cm )}$$

$$V = 3,46 \times 9,7734 \times 10^{-3}$$

$$V = 0,0338 \text{ mm}$$

Par ejes con soporte de chumacera de deslizamiento, la deflexión máxima no deberá exceder de

$$(*) Y_{max} = 0,00015 L$$

Siendo:

L = Distancia entre la carga al centro del cojinete más próximo, en pulgs.

Esta longitud para este caso es de 226 mm ( 8, 8976 “ ), por lo que la deformación máxima permitida será de:

$$Y_{max} = 0,00015 ( 8,89 )$$

$$Y_{max} = 0,0339 \text{ mm}$$

La deformación máxima ocurrida en el cuello del rodillo está dentro del permisible. por lo que el diseño que hemos realizado es correcto.

Por los resultados encontrados es evidente que si tanto el espesor de los cilindros como el de los cuellos hubieran sido menores , el valor de las

Este valor se excede del permitido por lo que finalmente se evaluó para un diámetro de 250 mm, quedando este como el valor final.

Esto explica del por que estos rodillos ostentan factores de seguridad elevados como los hallados.

PLANO 01

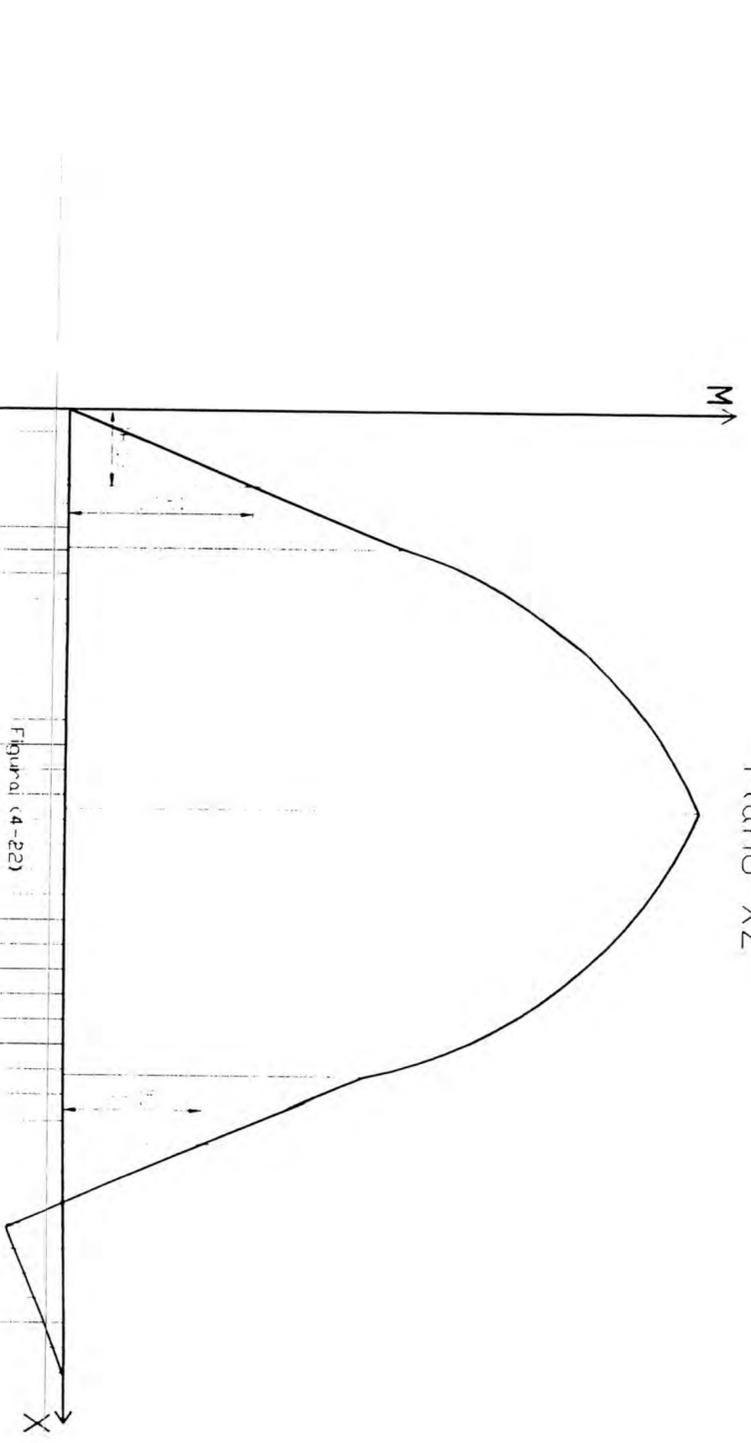


Figura (4-22)

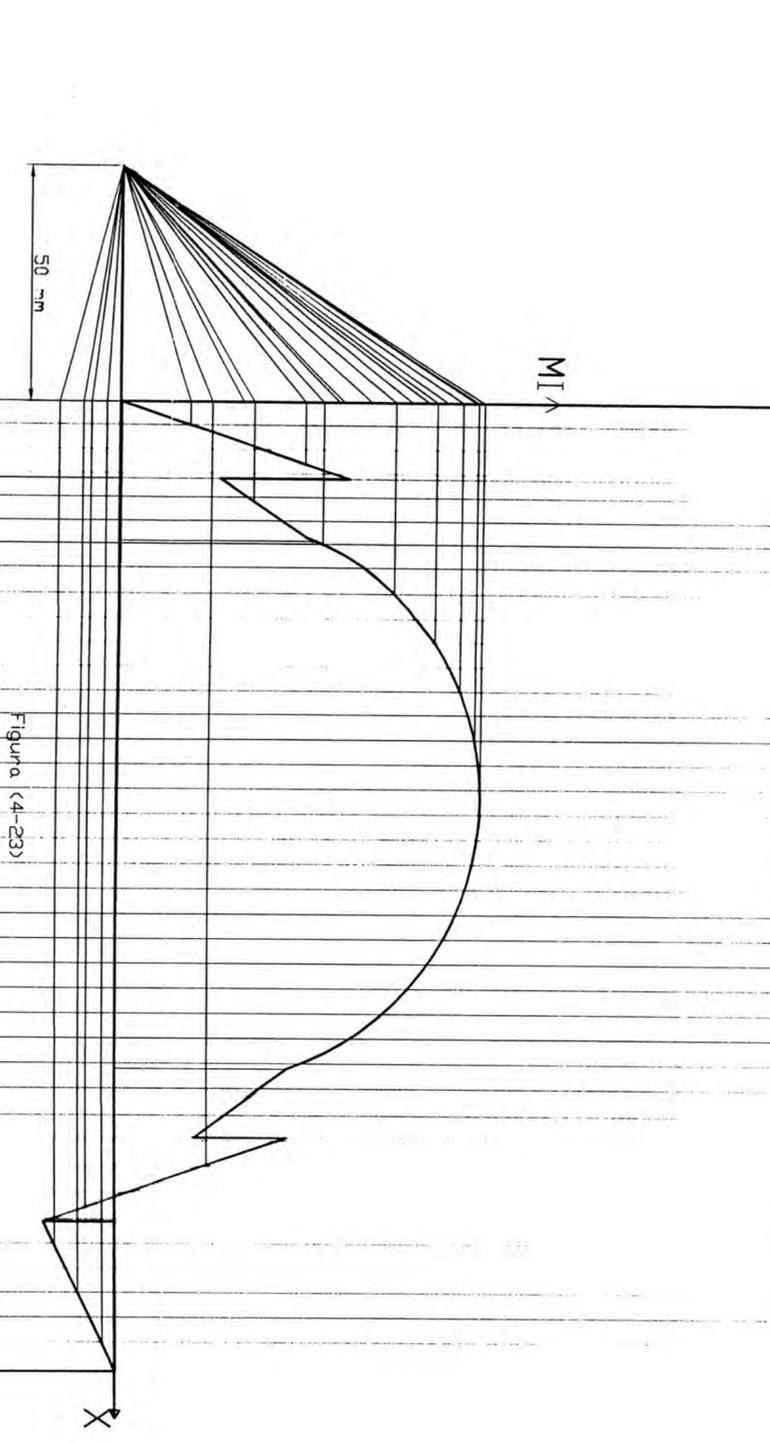


Figura (4-23)

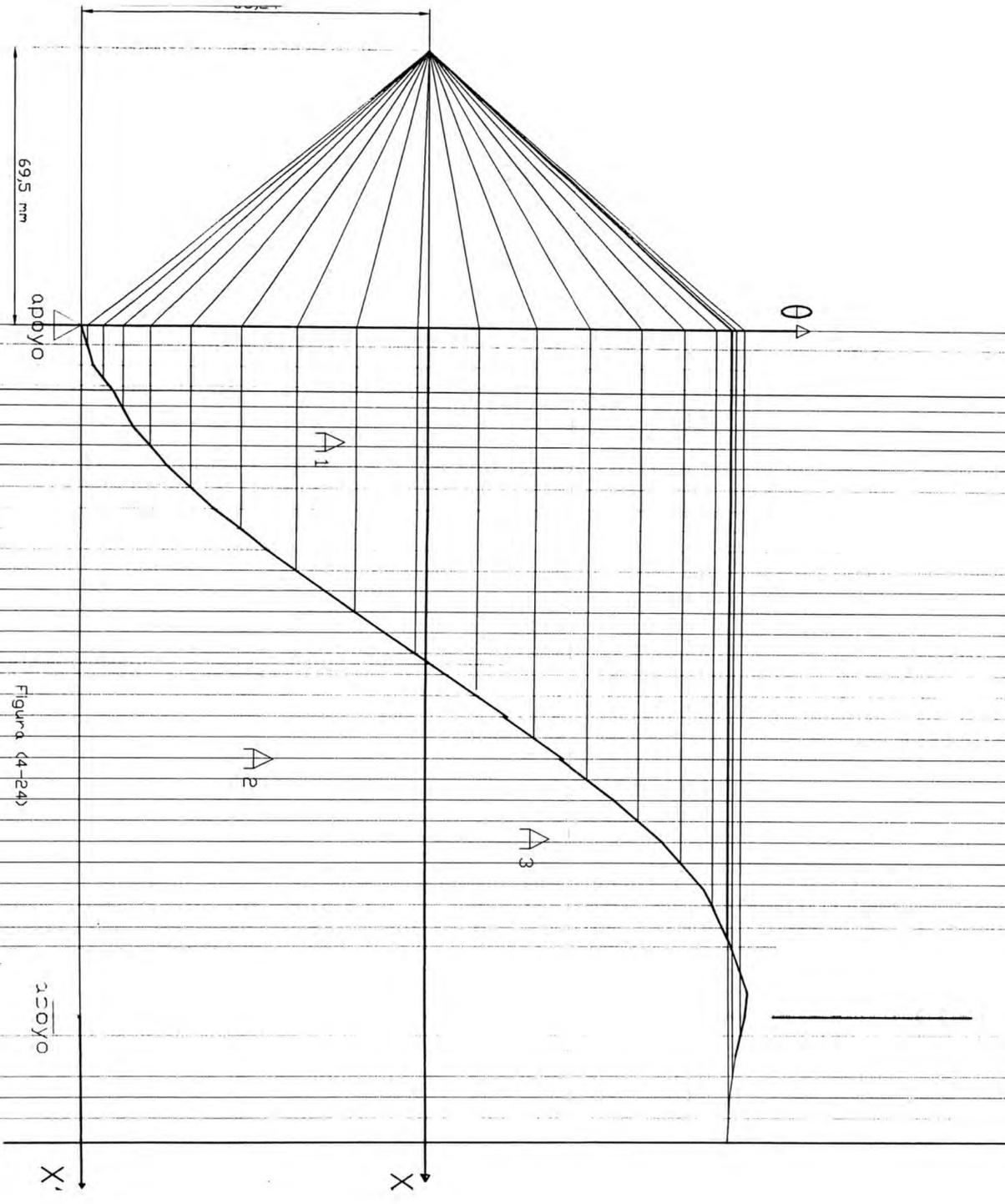


Figura (4-24)

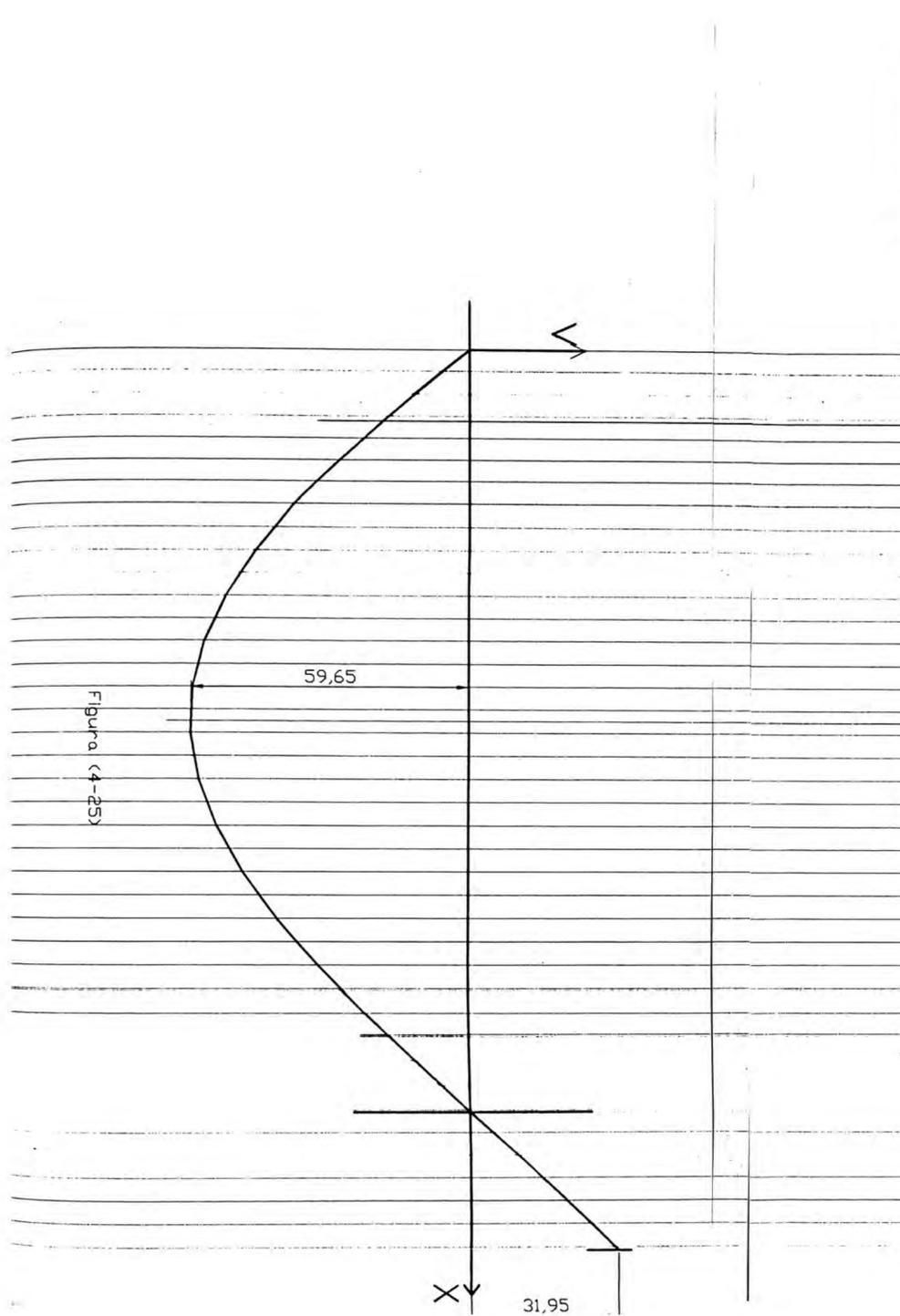


Figura (4-25)

PLANO 02

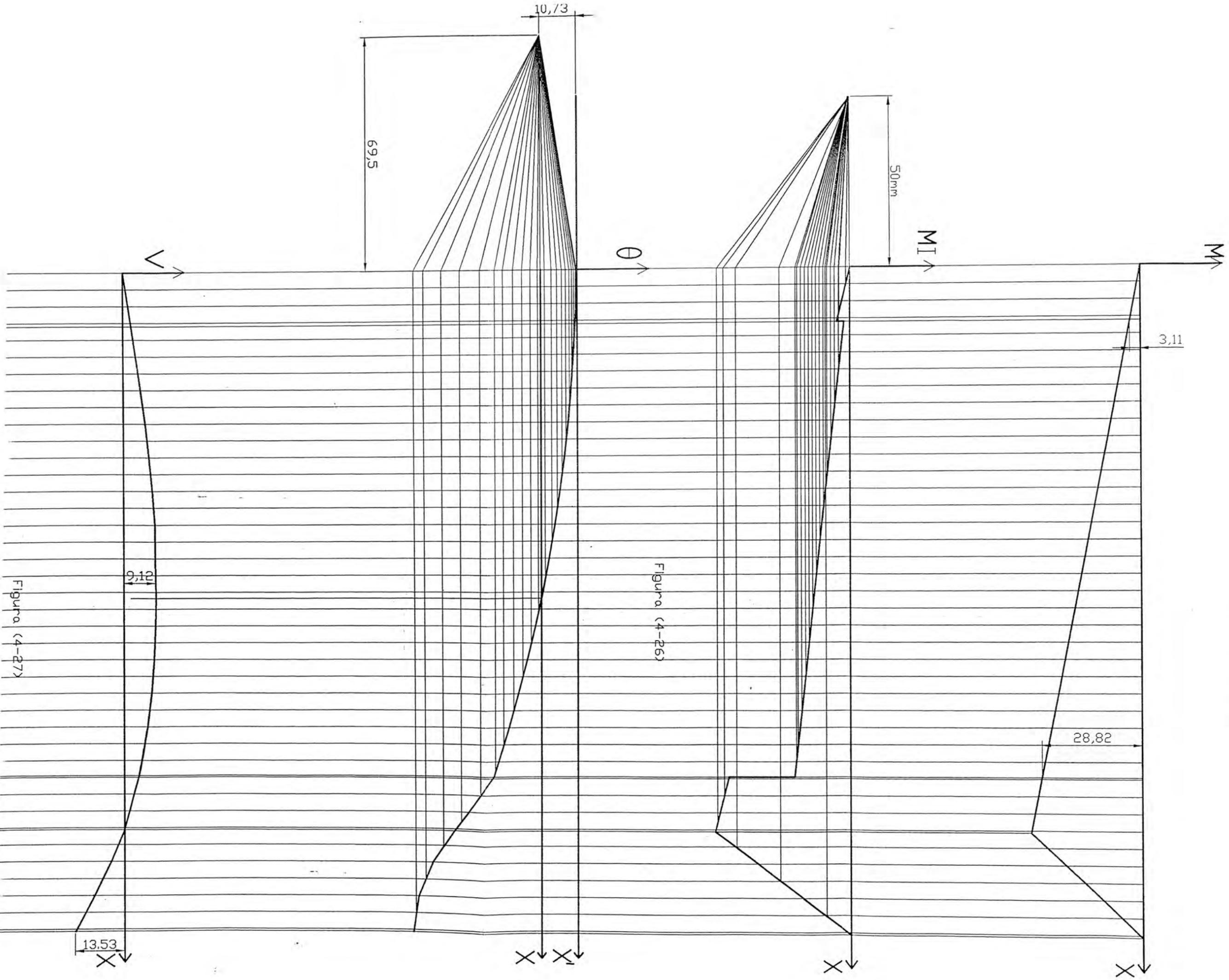


Figura (4-26)

Figura (4-27)

#### **4.5 CALCULO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN**

Los cálculos realizados anteriormente para los cilindros, se limitan a condiciones de operación estables. Uno de los factores fundamentales a controlar es la temperatura ya que si este parámetro se excede, todo el diseño ya establecido no tendría sentido.

Por lo tanto es importante mantener la temperatura de los rodillos en niveles que no alteren el límite de fluencia y rigidez de estos. Se ha establecido que la temperatura superficial de los cilindros no exceda de 50 °C , ya que temperaturas superiores a esta ya comenzarían a alterar las propiedades del material así como se muestra en la tabla n° 15 .

Recordemos el capítulo anterior cuando se hallaron las deformaciones en los cilindros y en los cuellos de los rodillos, y vimos que a pesar de que estos poseen factores de seguridad altos, sus deformaciones no estaban tan holgadamente menores respecto a los límites permisibles , por lo que es evidente que si los rodillos aumentan de temperatura las deformaciones también lo harán, por lo que el contar con un sistema de refrigeración eficiente y capaz de mantener los cilindros en una temperatura adecuada se hace muy necesaria.

La refrigeración no sería tan importante sino se supiera que en el cizallamiento del caucho crudo no se disipara grandes cantidades de calor , es cierto que un porcentaje importante de estos se

consumen en el propio calentamiento del crudo como por supuesto en la deformación de estos. Mas adelante se vera cuanto de la potencia total es entregada en forma de calor al agua de refrigeración.

También es sabido que incrementos bruscos de temperatura en los cilindros provocarían un agrietamiento y posteriormente una ruptura de estos.

**TABLA 15**

<b>Límite de fluencia ensayada del AISI: 304L para diferentes temperaturas ( Kg/mm<sup>2</sup> )</b>					<b>Dilatación térmica 10<sup>-6</sup> m/m °C entre 20 °C y</b>				
< 50 °C	100 °C	200 °C	300 °C	400 °C	100 °C	200 °C	300 °C	400 °C	500 °C
22	17	14	12	10	16,5	17,5	17,5	18,5	18,5

Según muestra el plano (P-001) de ensamble, el agua ingresará por la parte extrema derecha de los rodillos a través de una tubería de PVC, una vez que el nivel de agua llega ala mitad del rodillo, este sale por la abertura que existe entre el tubo y el rodillo.

Debido al movimiento rotatorio de los rodillos se generará una turbulencia radial que hará posible un alto valor del coeficiente convectivo de transferencia de calor.

Una de las razones más importantes de seleccionar el material de los rodillos es el hecho de que este pueda tener muy buenas propiedades anticorrosivos no solo a los ataques químicos al que esta sujeto producto del contacto de estos con los aditivos y reformadores de la mezcla del caucho crudo, si no que también al ataque corrosivo del agua de refrigeración que es un flujo continuo.

En el capítulo cuarto parte 4.4.1 se menciona las propiedades de este material y las razones por la que es ideal para este tipo de usos y aplicaciones y definitivamente las propiedades anticorrosivos a los distintos medios son vitales para su selección, a pesar que esto signifique un a mayor demanda económica.

#### **4.5.1 CALCULO DEL CAUDAL DE AGUA**

Para el cálculo del caudal de agua tendríamos que hacer algunas consideraciones.

En primer lugar necesitamos saber la cantidad de calor que absorben los cilindros y por consiguiente el agua de refrigeración.

Según los estudios realizados por M. D. Flory, de Amstrong Rubber Co. el consumo de calor por el agua de refrigeración esta dado por la siguiente curva:

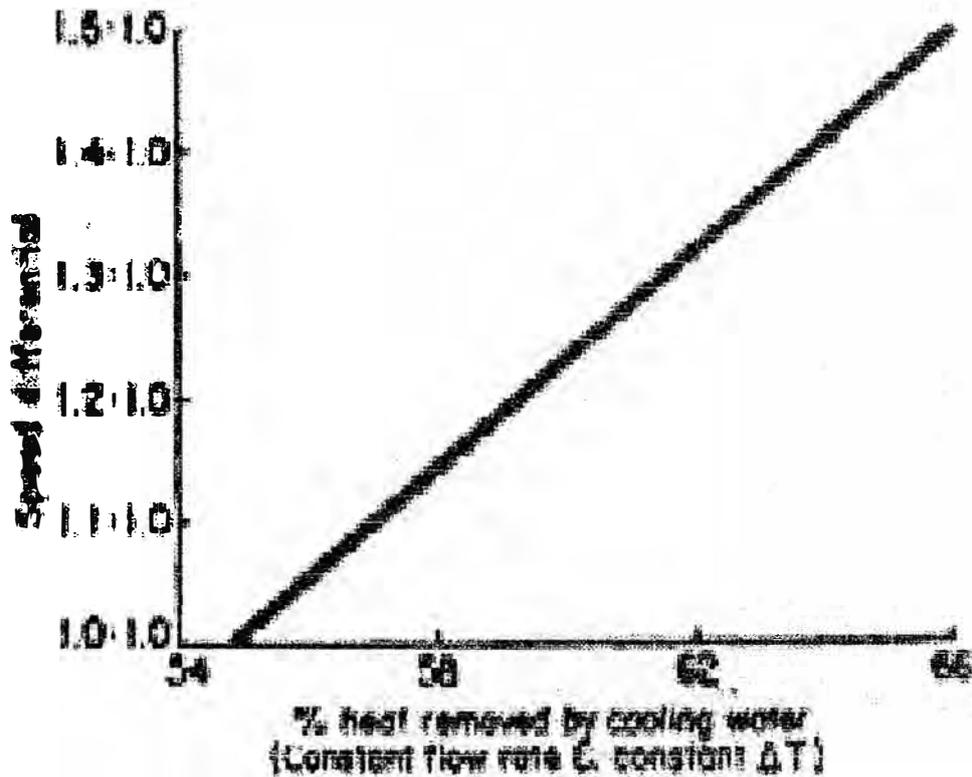


FIG 4 - 28

Donde el eje de las abcisas representan el porcentaje de calor eliminado por el agua de enfriamiento; y el eje de las ordenadas representan la relación de velocidades de los rodillos.

En nuestro caso tenemos una relación de velocidades de 1.27, con este valor ingresamos a la figura anterior y

nos da un 60 % de la potencia total que será consumida en el calentamiento del agua de refrigeración.

$$60\% (32) = 19,2 \text{ Hp} \leftrightarrow 14,3 \text{ Kw}$$

Otro dato con el que contamos es la temperatura de entrada del agua así como el de la salida.

$$T_0 = 23 \text{ }^\circ\text{C} , T_F = 35 \text{ }^\circ\text{C} \text{ es decir un } \Delta T \text{ } 12 \text{ }^\circ\text{C}$$

Como el fluido se mueve a un flujo constante  $m$ ,<sup>0</sup> y la transferencia de calor por convección ocurre en la superficie interna. Normalmente, los cambios de energía cinética y potencial del flujo, así como también la transferencia de energía por conducción en la dirección axial, son insignificantes. De aquí, los únicos efectos significativos serán los que se asocien a los cambios de energía térmica y con el trabajo del flujo, por lo que la ecuación a usar será:

$$q_{\text{conv.}} = m_0 c_p (T_F - T_0) \quad (5 - 1)$$

donde  $q_{\text{conv}}$  es la transferencia total de calor al cilindro  
 $m$  es el flujo de agua necesaria para la refrigeración de los cilindros

$c_p$  es el calor específico del agua a una temperatura promedio de la entrada ( $T_0$ ) y salida ( $T_F$ ) del agua.

Este simple balance global de energía relaciona tres importantes variables térmicas ( $q_{conv.}$ ,  $T_F$ ,  $T_0$ ). Es una expresión general que se aplica independientemente de la naturaleza de las condiciones térmicas de la superficie ó de las condiciones de flujo.

Reemplazando valores en la ecuación (5 – 1) para uno de los cilindros se tiene,

$c_p = 4,179 \text{ KJ / Kg } ^\circ\text{K}$  (de la tabla n°15, para una temperatura promedio de entrada y salida del agua)

$$(14,3 \text{ KW}) / 2 = \dot{m} ( 4,179 \text{ KJ / Kg.}^\circ\text{K} ) (35^\circ\text{C} - 23^\circ\text{C} )$$

$$\dot{m} = 0,14 \text{ Kg / s } \langle \rangle 2,20 \text{ Gal. / min. por cada cilindro}$$

el flujo de agua para el equipo sería de :

$$0,28 \text{ Lt / s } \langle \rangle 4,40 \text{ Gal./ min.}$$

TABLA 16

Propiedades termodinámicas del agua saturada

Temperatura, $T$ (K)	Presión $P$ (bars)	Volumen específico (m <sup>3</sup> /kg)		Entalpía de vaporización $h_{fg}$ (kJ/kg)	Calor específico (kJ/kg · K)		Viscosidad (N · s/m <sup>2</sup> )		Conductividad térmica (W/m · K)		Número de Prandtl		Tensión superficial $\sigma_f \cdot 10^3$ (N/m)	Coeficiente de expansión $\beta_f \cdot 10^6$ (K <sup>-1</sup> )	Temperatura $T$ (K)
		$v_f \cdot 10^3$	$v_g$		$c_{p,f}$	$c_{p,g}$	$\mu_f \cdot 10^6$	$\mu_g \cdot 10^6$	$k_f \cdot 10^3$	$k_g \cdot 10^3$	$Pr_f$	$Pr_g$			
273.15	0.00611	1.000	206.3	2502	4.217	1.854	1790	8.02	560	16.2	12.99	0.315	75.5	-68.05	273.15
275	0.00687	1.001	181.7	2497	4.211	1.855	1652	8.09	574	16.3	12.22	0.317	75.3	-52.71	275
280	0.00970	1.001	130.4	2483	4.198	1.858	1422	8.29	582	16.6	10.26	0.325	74.4	-40.04	280
285	0.01387	1.001	97.4	2473	4.187	1.861	1225	8.49	590	16.9	8.81	0.333	73.3	-31.43	285
290	0.01917	1.001	69.7	2461	4.184	1.864	1080	8.69	598	17.3	7.56	0.341	72.2	-24.00	290
300	0.03017	1.002	51.94	2449	4.181	1.868	959	8.89	606	17.5	6.62	0.349	71.1	-17.53	295
305	0.03331	1.003	39.33	2438	4.179	1.872	855	9.09	613	17.6	5.83	0.357	70.1	-12.01	300
310	0.04712	1.005	29.74	2426	4.178	1.877	769	9.29	620	17.7	5.20	0.365	70.0	-8.06	305
315	0.06271	1.007	22.93	2414	4.178	1.882	695	9.49	628	17.8	4.62	0.373	70.0	-5.99	310
320	0.08112	1.009	17.82	2402	4.179	1.888	631	9.69	634	17.9	4.16	0.383	69.2	-4.84	315
330	0.1053	1.011	13.94	2391	4.180	1.895	577	9.89	640	18.0	3.71	0.394	68.3	-4.17	320
335	0.1351	1.013	11.06	2378	4.182	1.903	528	10.09	645	18.1	3.47	0.398	67.5	-3.82	325
340	0.1719	1.016	8.82	2366	4.184	1.911	489	10.29	650	18.2	3.15	0.398	66.6	-3.49	330
345	0.2167	1.018	7.09	2354	4.186	1.920	453	10.49	656	18.3	2.88	0.396	65.8	-3.19	335
350	0.2713	1.021	5.74	2342	4.188	1.930	420	10.69	660	18.4	2.65	0.395	64.9	-2.90	340
360	0.3372	1.024	4.583	2329	4.191	1.941	389	10.89	668	18.6	2.45	0.393	64.1	-2.64	345
365	0.4163	1.027	3.846	2317	4.193	1.954	365	11.09	668	18.6	2.29	0.392	63.2	-2.40	350
370	0.5104	1.030	3.180	2304	4.199	1.968	343	11.29	671	18.5	2.14	0.391	62.3	-2.18	355
375	0.6209	1.034	2.645	2291	4.203	1.983	324	11.49	674	18.5	2.02	0.390	61.4	-2.00	360
380	0.7514	1.038	2.212	2278	4.209	1.999	306	11.69	677	18.4	1.91	0.389	60.5	-1.84	365
390	0.9180	1.041	1.861	2265	4.215	2.017	289	11.89	679	18.3	1.80	0.378	59.5	-1.70	370
393.15	1.0133	1.042	1.679	2257	4.217	2.029	279	12.02	680	18.2	1.76	0.364	58.9	-1.61	373.15
395	1.0815	1.045	1.574	2252	4.220	2.036	274	12.09	681	18.1	1.70	0.367	58.6	-1.54	375
400	1.2809	1.049	1.337	2239	4.226	2.057	260	12.29	683	18.0	1.61	0.369	57.6	-1.48	380
405	1.5213	1.053	1.142	2225	4.232	2.080	248	12.49	685	18.0	1.53	0.364	56.6	-1.43	385



#### 4.5.2 CALCULO DE LA TEMPERATURA DE LOS CILINDROS

Como ya conocemos el flujo de agua necesaria, ahora procederemos a calcular la temperatura de los cilindros dado estas condiciones.

Para poder calcular la temperatura superficial externa e interna de los cilindros es necesario trazar un circuito térmico.

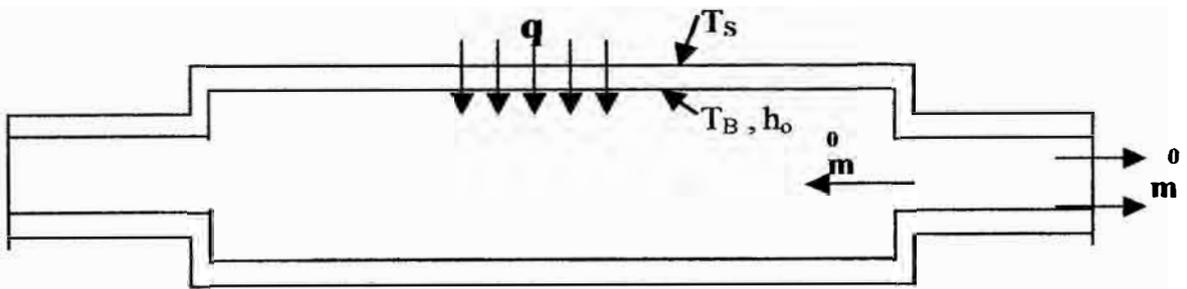
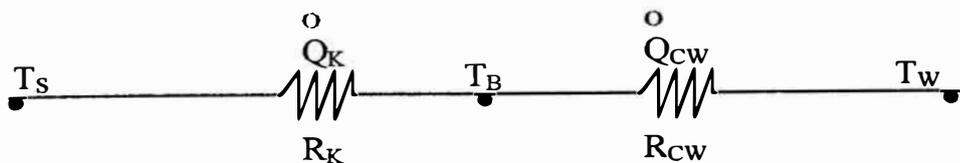


FIG 4 - 29

Viendo la figura anterior podemos plantear el siguiente circuito térmico:



Donde;

$T_s, T_B$  : son la temperatura exterior e interior de la superficie del cilindro respectivamente.

$T_w$  : la temperatura promedio del agua (entrada y salida)

$R_K$  : es la resistencia conductiva del cilindro

$R_{CW}$  : es la resistencia convectiva entre la superficie interna del cilindro con el agua.

$\dot{Q}_K$ ,  $\dot{Q}_{CW}$  : flujo de calor (es constante)

Del circuito térmico anterior podemos plantear las siguientes relaciones:

$$\dot{Q} = \frac{T_S - T_R}{R_K} = \frac{T_S - T_W}{R_K + R_{CW}} = \frac{T_R - T_W}{R_{CW}} \quad (5-2)$$

Las resistencias conductivas y convectivas dependen de la forma geométrica de las superficies de transmisión, en este caso estamos tratando con una superficie cilíndrica, por lo que estas serán:

$$R_K = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi L k_{cilin.}} \quad (5-3)$$

$$R_{CW} = \frac{1}{2\pi r_1 L h_o} \quad (5-4)$$

Donde  $r_1$  (181 mm) y  $r_2$  (200mm) son los radios internos y externos del cilindro

$L$  : es la longitud del cilindro (1000mm)

$K_{cilin.}$  : es el coeficiente conductivo de calor del cilindro (de la tabla n° 16 para el acero AISI 304,  $k_{cilin.} = 14,9 \text{ W/m.}^\circ\text{k}$  )

$h_o$  : es el coeficiente convectivo entre la superficie interna del cilindro y el fluido.

Si reemplazamos estos valores en las ecuaciones (5- 2) , (5-3) y (5-4) para calcular la temperatura de la superficie externa del cilindro tendremos la dificultad de no contar con el coeficiente convectivo, que como sabemos no es constante si no que va variando a medida que el fluido avanza, por lo que cada vez que nos refiramos a él será como a un promedio.

$$( 14,3 \text{ KW} ) / 2 = \frac{T_s - 35^\circ\text{C}}{\frac{\ln(200 / 181)}{2\pi(1\text{m})( 14,9 \text{ W/m}^\circ\text{k})} + \frac{1}{2\pi (0,181\text{m})(1\text{m})(h_o)}} \quad (5 - 5)$$

En el diseño de sistemas de enfriamiento parecidos al que estamos realizando los diseñadores acostumbran usar el coeficiente global (  $U$  ) de transferencia que viene a ser la inversa de la suma de las resistencias de transferencia tanto conductiva como convectiva. El coeficiente  $U$  es un parámetro que facilita el diseño tentativo inicial de equipos térmicos. Los

investigadores de equipos térmicos en base a esta experiencia han proporcionado valores para  $U$  para diversas situaciones los cuales son tomadas como punto de partida cuando se quieren diseñar estos equipos , posteriormente el diseñador debe mejorar mediante cálculos empíricos mas detallados el diseño de estos. Así por ejemplo se tiene la tabla n° 17 que nos alcanza una serie de valores de  $U$  para un tipo de intercambiador con diferentes medios de transmisión. Pero como se nota ninguna de las situaciones es aplicable a nuestro caso por ser este muy poco común, pero nos da una idea de cuanto puede ser el coeficiente convectivo ( $h_o$ ) que es el dato que no contamos.

$$\frac{1}{U\ell} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi k_{\text{cilin.}}} + \frac{1}{2\pi r_1 h_o} \quad (5-6)$$

Donde  $\ell$  es el perímetro interno del cilindro.

Es importante mencionar que es imposible determinar este coeficiente mediante cálculos matemáticos de transferencia de calor, ya que es un caso muy particular donde intervienen una serie de factores que hacen impredecible este valor. Las fórmulas y correlaciones

abundantes que se tiene para los casos en el que el flujo de agua atraviesa un tubo no son aplicables a este caso. La única forma de obtener el valor real de estos coeficientes es por medio de cálculos empíricos para poder obtener así las correlaciones para cada caso.

**TABLA 19**

Valores aproximados del coeficiente global de transferencia de calor.

Tipo de intercambiador de calor	$U$ , $W/m^2 K$
Gas a gas	10-30
Agua a gas (es decir, enfriador de gas, caldera de gas)	10-50
Vapor en condensación-aire (es decir, radiador de vapor, calentador de aire)	5-50
Vapor a aceite combustible pesado	50-180
Agua a agua	800-2500
Agua a otros líquidos	200-1000
Agua a aceite lubricante	100-350
Compuestos orgánicos ligeros a compuestos orgánicos ligeros	200-450
Compuestos orgánicos pesados a compuestos orgánicos pesados	50-200
Condensadores enfriados por aire	50-200
Condensadores de vapor enfriados por agua	1000-4000
Condensadores de amoníaco enfriados por agua	800-1400
Condensadores de vapor orgánico enfriados por agua	300-1000
Calderas de vapor	(0-40 + radiaci.)
Evaporadores de refrigerador	300-1000
Evaporadores de vapor-agua	1500-6000
Tanques agitados con chaqueta	150-1000
Serpentín de calefacción en un recipiente, agua a agua	
Sin agitar	50-250
Agitada	500-2000

Sabemos por recomendaciones de los fabricante y la propia experiencia en industrias que trabajan con estas máquinas que la temperatura de lo cilindros ( $T_s$ ) en pleno trabajo y exigencia no debe exceder los 50 °C y

el incremento de temperatura a la entrada y salida del agua es de aproximadamente de 12 a 15 °C, partiendo de ello en la ecuación (5 – 5) obtenemos un coeficiente convectivo de 852 W / m<sup>2</sup> °k , valor que reemplazado en la ecuación ( 5 – 6 ) arroja un coeficiente global de transferencia ( U ) de:

$$\frac{1}{U\ell} = \frac{\text{Ln}(200 / 181)}{2\pi(14,9 \text{ W/m}^2\text{°k})} + \frac{1}{2\pi(0,181\text{m})(852 \text{ W / m}^2\text{°k})}$$

$$\ell = 2 \pi r_1 = 2 \pi ( 0,181 ) = 1,137 \text{ m}$$

$$U = 419 \text{ W / m}^2 \text{ °k}$$

Comparando este valor con los de la tabla n°17 resulta ser bastante razonable.

Recordemos que la temperatura T<sub>s</sub> es de la superficie exterior del cilindro, usando la ecuación ( 5 – 1 ) podemos obtener la temperatura del superficie interior ( T<sub>B</sub> ) de esta .

$$(14,3 \times 10^3 \text{ W}) / 2 = \frac{50 \text{ °C} - T_B}{\frac{\text{Ln}(200/181)}{2\pi(1\text{m})(14,9 \text{ W/m}^2\text{°k})}}$$

$$T_B = 42,2 \text{ °C}$$

(una variación de °C es igual a una variación en °K)

Finalmente se recomienda para el diseño de sistemas de refrigeración de un molino de rodillos de cualquier capacidad, primeramente se calcule el caudal necesario teniendo en cuenta los datos obtenidos de los fabricantes ó de los equipos instalados de similar capacidad que se tienen en el medio (diferencia de temperatura en la entrada y salida del agua temperatura máxima permisible en la superficie de los cilindros , porcentaje del calor total inducida al agua de refrigeración, etc.). Este caudal en realidad es teórico ya que una vez que se tiene instalado el equipos se recomienda siempre ajustarlo, mediante una prueba en la que el equipo será exigido a su máxima capacidad y suministrándole el caudal teórico, se tomará la temperatura superficial externa del cilindro, claro esta que no será uniforme por la cual se considerará la mayor que se registre, si la temperatura supera el permitido se ajustara el caudal hasta reducirla a niveles permisibles, si esta está por debajo de la permitida se puede reducir el caudal aunque ello es menos frecuente y no tan recomendado.

Como se sabe el agua de refrigeración tiene una dureza que con el tiempo puede afectar los cilindros, debido a

que en la superficie interior de los cilindros se sedimentan los desechos; básicamente el sulfato de calcio (  $\text{CaCO}_3$  ) más conocido como la caliza, llegando a cubrir la totalidad de la superficie interior, lo preocupante es que esta capa actúa como un aislante térmico, no permitiendo el flujo constante de calor al agua, es conocido que la caliza tiene una baja resistencia térmica debido a la baja conductividad térmica que tiene. Esto definitivamente no es conveniente ya que gran parte del calor sería absorbido por el cilindro, haciendo de que este incremente su temperatura a valores no adecuados.

Por esta razón se recomienda que cada periodo de trabajo se le someta a una limpieza interna.

## **CAPITULO V**

### **VIABILIDAD DE FABRICACIÓN DE LA MAQUINA A DISEÑAR**

En este capítulo definiremos si es económicamente factible fabricar este equipo en nuestro país ó talvez es mejor importarlo. El diseño esta definido , se han hecho los cálculos pertinentes que acreditan que la parte técnica es totalmente viable. Por lo tanto veremos los costos de fabricación del equipo y luego haremos una comparación económica.

Cabe mencionar que en nuestro medio la totalidad de estos equipos son importados a precios bastante altos esto se debe no solamente al costo en sí del equipo si no que también al pago de una serie de impuestos que definitivamente incrementan el precio.

Otra punto importante es que en la evaluación económica solo se van a considerar los costos más relevantes, el resto del costo como el de la fabricación en sí, tiene un costo importante , ya que en esta parte

**intervienen los costos de mecanizado y la mano de obra que por un calculo aproximado vamos a considerar en un 30% del costo de los componentes principales.**

**COSTO DEL EQUIPO**

<b>DESCRIPCION DEL MATERIAL COSTO(\$)</b>	<b>CANTIDAD</b>	
---	-----------------	--

1. Rodillos en acero inoxidable AISI 304	02	3500
2. Rueda "A", Dg = 896 mm , Zg = 56 en acero fundido SAE 1045	01	2000
3. Piñón motriz "D", Dp = 304 mm , Zp = 19 en acero fundido SAE 1045	01	800
4. Rueda "B" Dp = 360mm , Zp = 15 en acero fundido SAE 1045	01	900
5. Rueda "C" Dg = 456mm , Zg = 19 en acero fundido SAE 1045	01	1100
6. Bancada en acero estructural	01	300
7. Acoplamiento flexible	01	700
9. Reductor 21/1	01	4500
10. Motor eléctrico de 50HP y de 1165 rpm	01	2500
11. Cojinetes de deslizamiento ordinario	04	400
12. Eje en acero de 4 ½"	01	200
13. Otros (30%)		<u>5070</u>

TOTAL(\$) = 21,970

### **EVALUACIÓN ECONOMICA**

**Como podemos ver el costo de fabricación de este equipo es relativamente caro, pero si lo comparamos con el precios que se paga por un equipo de igual capacidad definitivamente la diferencia salta a la vista. Una de la razones de esta diferencia de precios se debe a que en el medio se cuenta con materia prima y mano de obra barata.**

**En el apéndice se muestra algunas cotizaciones de una compañía americana donde especifica algunas características del equipo y su respectivo costo.**

## CONCLUSIONES

1. A través de este trabajo hemos demostrado que es viable fabricar este equipo en nuestro medio, ya que contamos con la información técnica necesaria y una justificación económica que nos respalda.
2. El método empleado para determinar la fuerza de laminación necesaria para vencer la resistencia mecánica del caucho, es un método fiable ya que aplicando el mismo criterio para calcular la potencia requerida en los rodillos para molinos de otras dimensiones se obtienen valores muy cercanos a los que figuran en los catálogos de los fabricantes.
3. El método gráfico para hallar las deformaciones en los cilindros como en los cuellos de los rodillos, nos da la seguridad que estamos en deformaciones menores a las permisibles. Este método es ideal para estos casos , un método analítico es complicado.
4. El sistema de refrigeración que emplea este equipo es el más adecuado, y el caudal requerido es el que se ha hallado mediante un cálculo de transferencia de calor, y que está basado en el

límite de temperatura permisible en la superficie de los cilindros.

5. El material seleccionado para los rodillos es el más adecuado teniendo en cuenta a las exigencias mecánicas y químicas al que va estar sometido.
6. La máxima exigencia de potencia del motor se tendrá al inicio de la laminación, es decir a la primera pasada, las siguientes ya no exigirán mucho esfuerzo ya que gran parte de las cadenas de los polímeros ya han sido rotas, por lo que la exigencia va disminuyendo a medida que el caucho se va calentando y reblandeciendo.
7. Par calcular el espesor de los cilindros se ha empleado el método gráfico, que como sabemos requiere que el espesor estos este definido, por lo que finalmente el espesor adecuado fue hallado a través de un calculo tentativo previo hasta llegar a un espesor que genere una deformación menor al permisible.

**BIBLIOGRAFÍA**

- 1.- Norton Jones: “Procesamiento de plásticos”
- 2.- Matthews. G.: “ Polymer mixing technology applied science”
- 3.-Shepard : “Un siglo de proceso técnico en la industria del caucho ind.”
- 4.- Babcock: “En que consiste la vulcanización”
- 5.- J.J. Caubet y R. Couertel: “Teoría práctica industrial del rozamiento”
- 6.- Fisher: “ Vulcanización del caucho, Ind. Eng. Chem”
- 7.- Alex Valence, Venton Lely Doughtie: “ Cálculo de elementos de máquinas”
- 8.- Aceros Bohler del Perú: “Manual de aceros Bohler”
- 9.- D. Trinks: “Roll pass desing”
- 10.- L.R. Underwood: “The rolling of metals”
- 11.- Hill R. “The mathematical theory of plasticity”
- 12.- Hoffman O., G. Suchs: “Introduction the theory of plasticity for engineers”
- 13.- Dieter George: “Metalurgia mecánica”
- 14.-Vallance Doughtie: “Elementos de máquinas”
- 15.- Shigley Joseph Edward:”El proyecto de ingeniería mecánica”
- 16.- R. Karlecar: “Transferencia de calor”
- 17.- industrias COPÉ: “Boletín de información de máquinas para hacer caucho y plásticos”
- 18.- Carlos Wrusch : “Molinos de cilindros para ensayos de termoplásticos y elastómeros”
- 19.- M. Collin “ Automatic rolling mills”
- 20.- Howard Colm: “Molienda, un Nuevo punto de vista”

21.- **Burton Walter: “Engineering with rubber”**

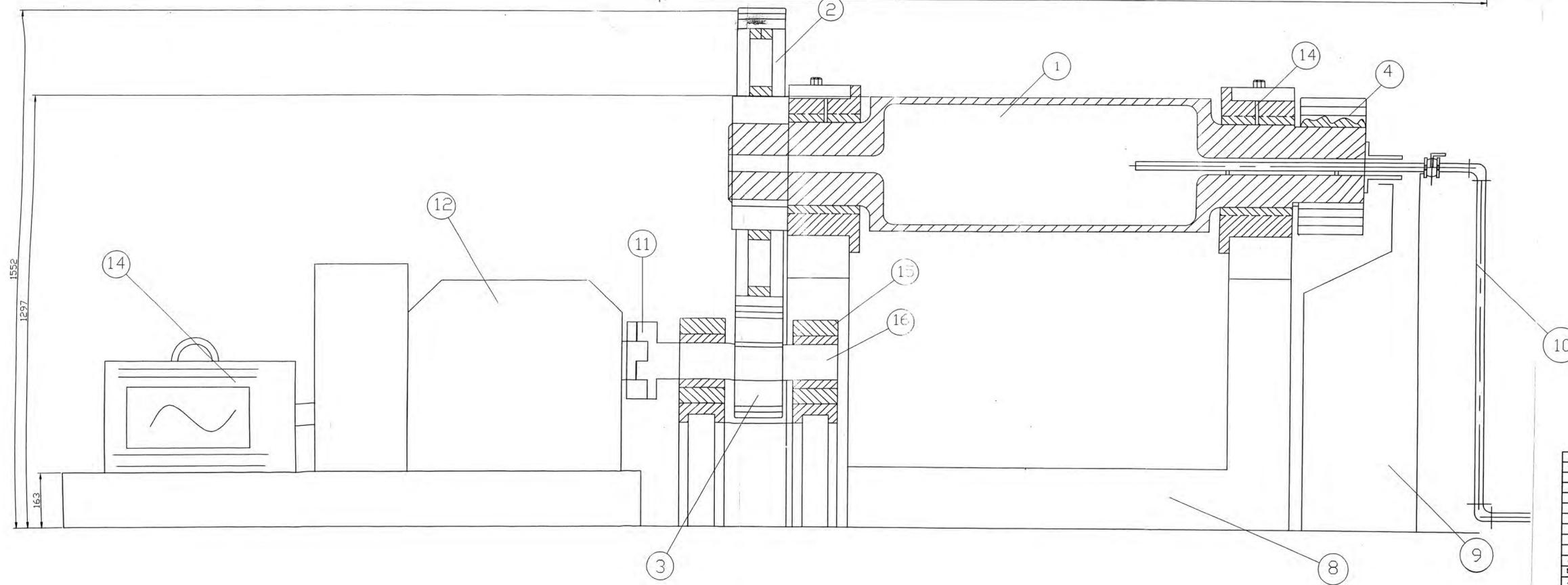
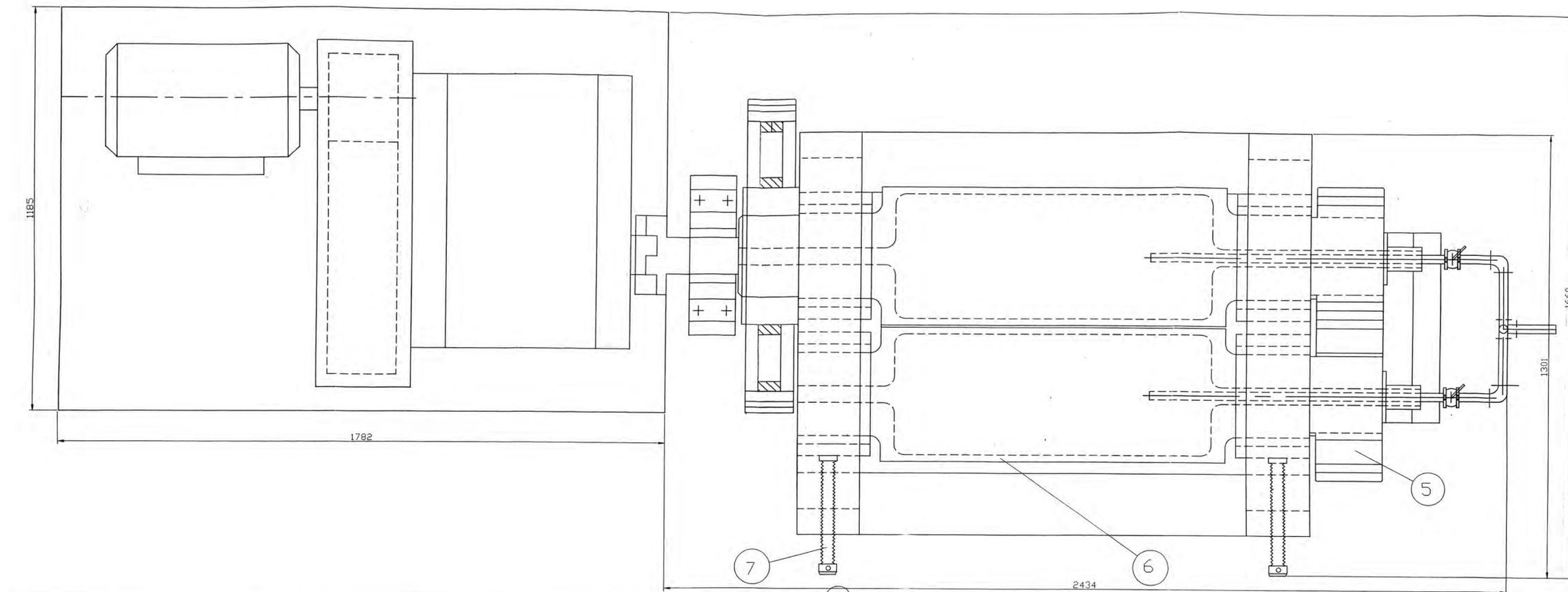
22.- **R. Tselicov: “Trenes de laminación”**

23.- **Rubber city machinery corp.: “Manual de operación y mantenimiento de un Molino”**

24.- **Juan J. Hori Asano: “Diseño de elemento de máquinas”**

**APENDICE**

PLANO 03



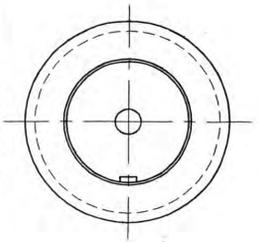
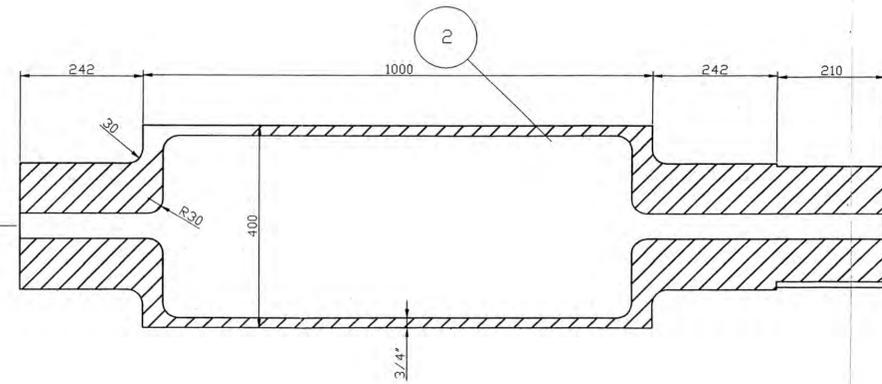
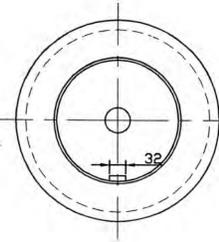
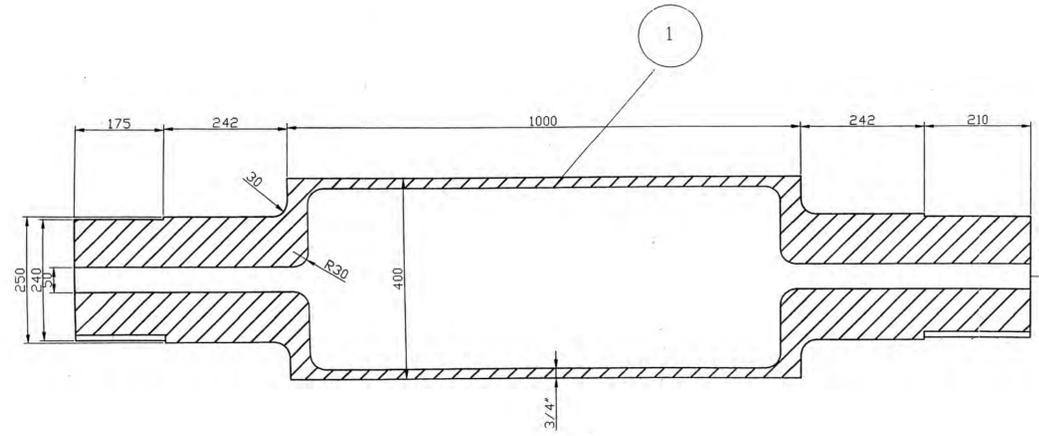
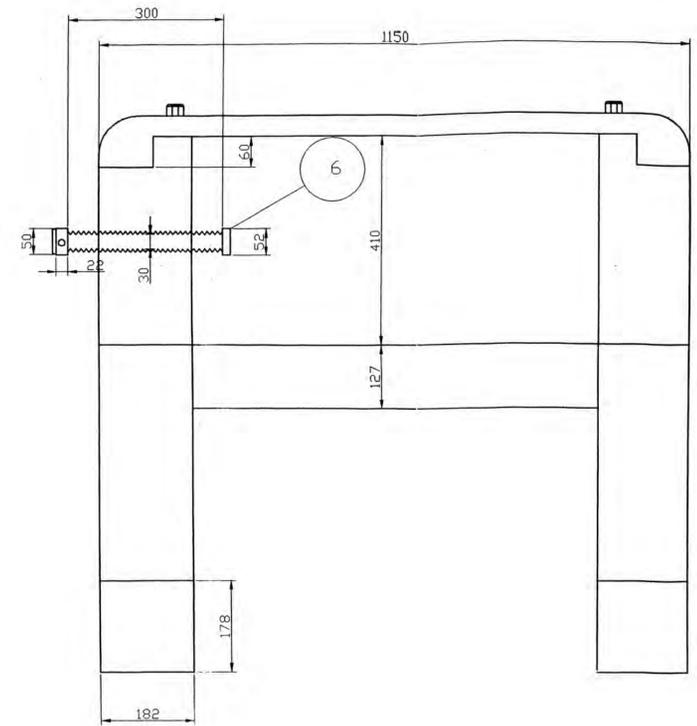
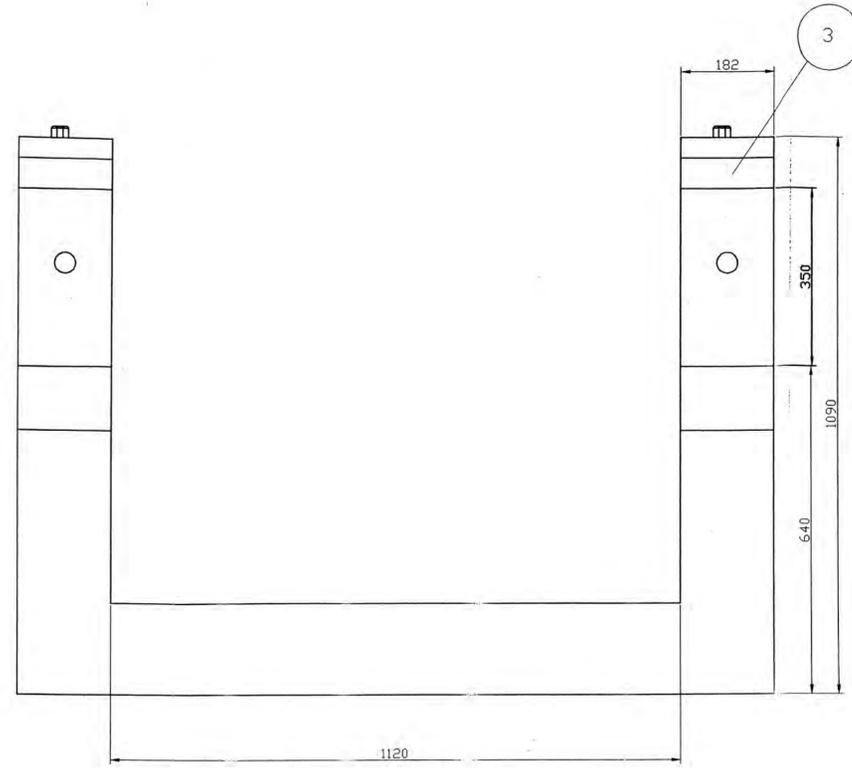
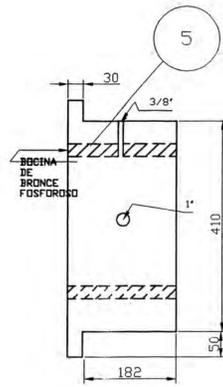
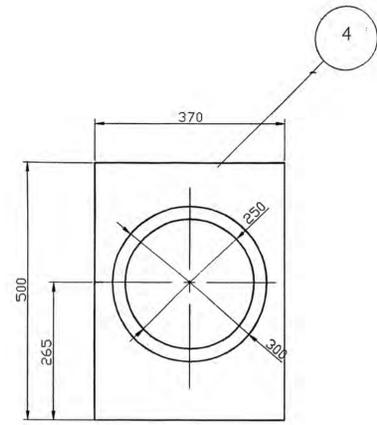
16	EJE DE TRANSMISION PRIMARIO	1	ANSI 1045	
15	COJINETE DEL EJE DE TRANSMISION	2	Ac40c 1020	
14	COJINETE DE RODILLO	2	Ac40c 1020	
13	MOTOR ELECTRICO DE 50 HP-1650RPM	1		
12	REDUCTOR DE VELOCIDAD 21 / 1	1		
11	ACOPLE FLEXIBLE	1	TIPO DISCO 10 cm DIA.	PINES PASANTES
10	CAMERA DE AGUA DE REFRIGERACION	1	TUVO DE PVC 3x4"	
9	DEPOSITO DE AGUA DE ENFRIAMIENTO	1	ACERO ESTRUCTURAL ASTM A36	
8	BANCASA	1	ACERO ESTRUCTURAL ASTM A36	
7	RODILLO 1, D=400mm	2	ACERO BOEHLER H	
6	RODILLO 2, D=400mm	1	ACERO AISI 304	
5	RUEDA "C", D=450mm, Z=19	1	ACERO SAE 1045	
4	RUEDA "B", D=360mm, Z=15	1	ACERO SAE 1045	
3	PIENEN MOTORIZ "F", D=384mm, Z=19	1	ACERO SAE 1045	
2	RUEDA "A", D=495mm, Z= 36	1	ACERO SAE 1045	
1	RODILLO 3, D = 400mm	1	ACERO AISI 304	
PZA	DESCRIPCION	CANT.	MATERIAL	OBSERVACIONES

MOLINO MEZCLADOR DE CAUCHO

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA  
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

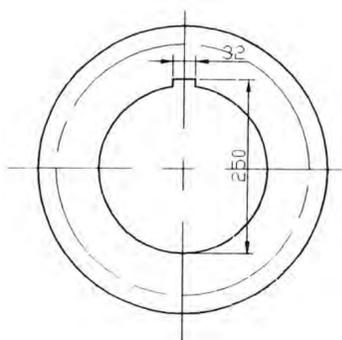
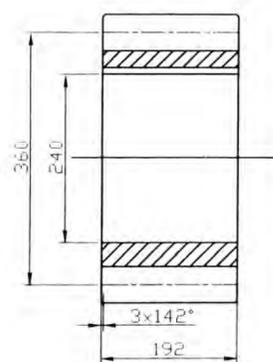
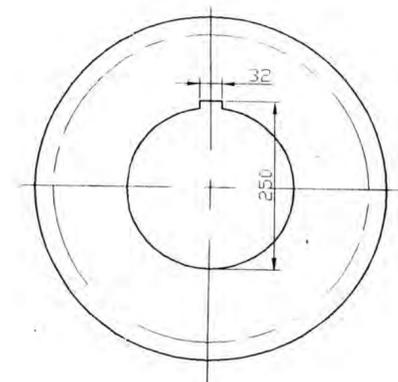
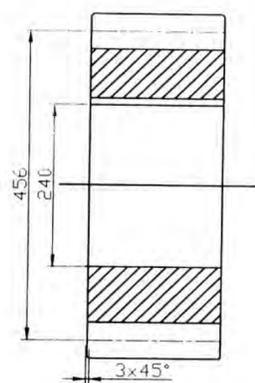
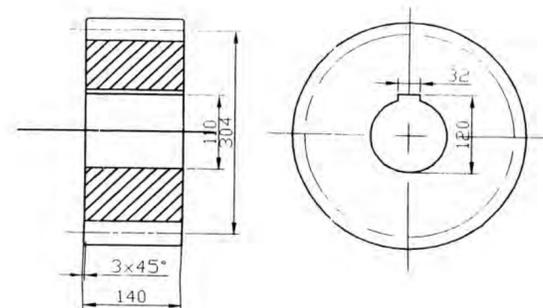
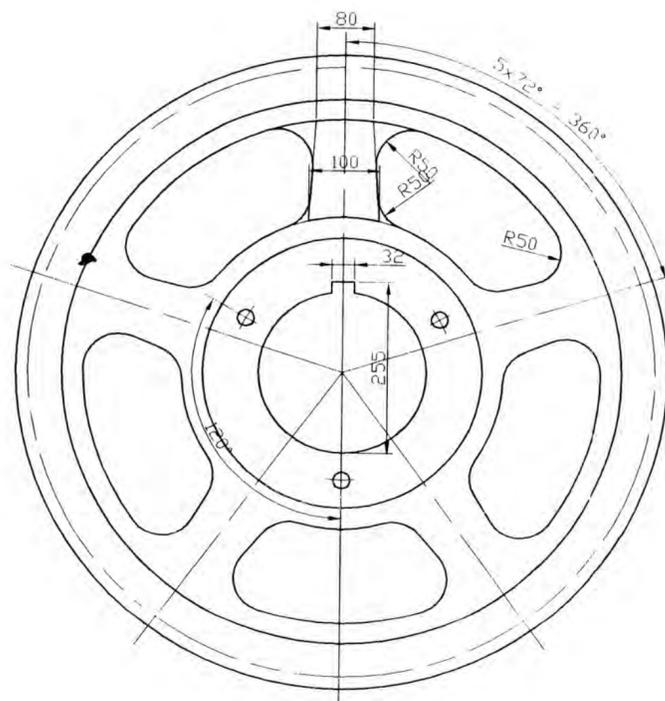
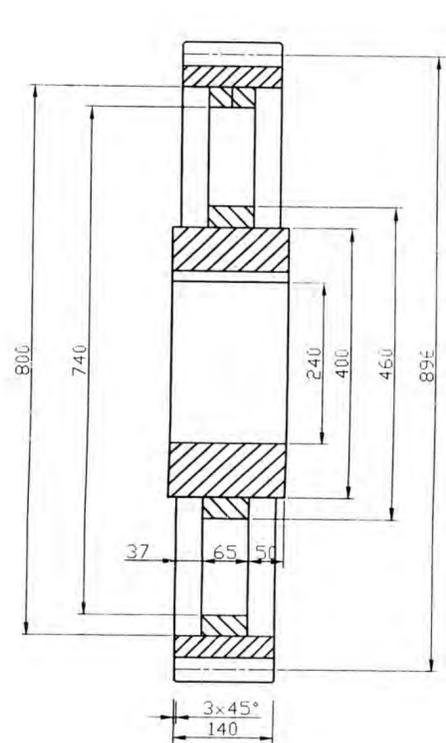
DIBUJO	REV.	APROB.	ESCALA	CDD. PLANO
R. M. A	R.C	R.C	1/7	P-001
FECHA	15/07/02			

PLANO 04



6	TORNILLO DE REGULACION	2	ACERO BOEHLER H		
5	BOCINA	2	BRONCE FOSFORADO		
4	COJINETE DE SUJECION	2	AISI 1020		
3	BANCAJA	1	ACERO ESTRUCTURAL ASTM A36		
2	RODILLO N°2, D= 400mm	1	ACERO AISI 304		
1	RODILLO N°1, D=400mm	1	ACERO AISI 304		
PZA	DESCRIPCION	CANT.	MATERIAL	OBSERVACIONES	
DETALLE DE LOS RODILLOS, BANCAJA, Y BOCINAS			UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA		
NOMBRE	DIBUJO	REV.	APROB.	ESCALA	COD. PLANO
FECHA	R. M. A	R.C	R.C	1/7	P- 002
	15/07/02				

PLANO 05



4	RUEDA 'C', Dg=4456mm, Zg=19, n=24	1	ACERO AISI 1045	Con T.T
3	RUEDA 'B', Dp=360mm, Zp=15, n=24		ACERO AISI 1045	Con T.T
2	RUEDA 'D', Dp=304mm, Zp=19, n=16	1	ACERO AISI 1045	con T.T
1	RUEDA 'A', Dp= 896mm, Zp=56, n=16	1	ACERO AISI 1045	Con T.T
PZA	DESCRIPCION	CANT.	MATERIAL	OBSERVACIONES

DETALLE DE LOS ENGRANAGES

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA  
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

	DIBUJO	REV.	APROB.	ESCALA	COD. PLANO	
NOMBRE	R. M. A	R.C	R.C	1/7	P -003	
FECHA	15/07/02					