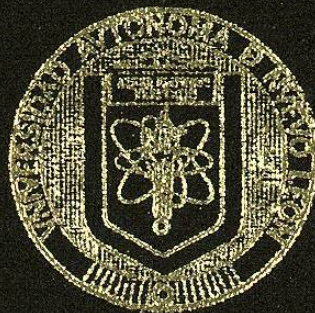


UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

Y ELÉCTRICA

ESCUELA DE GRADUADOS



DISEÑO DE UNA DESHUESADORA

DE NISPERO

TESIS DE MAESTRÍA

QUE PARA OBTENER EL GRADO DE MAESTRO EN  
CIENCIAS DE LA INGENIERÍA MECÁNICA CON  
ESPECIALIDAD EN DISEÑO

P R E S E N T A

ING. ARTURO PERCEY GAMARRA CHINCHAY

ASESOR

ING. RODOLFO AYALA ESTRADA

MONTERREY, N. L.

JUNIO DE 1989

TM

Z5853

.M2

FIME

1989

G3

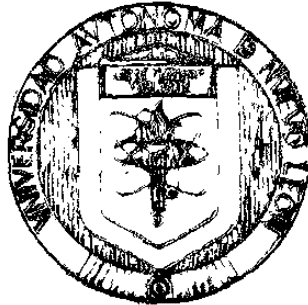


1020074473

**UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON**

**FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA  
Y ELECTRICA**

**ESCUELA DE GRADUADOS**



**DISEÑO DE UNA DESHUESADORA  
DE NISPERO**

**TESIS DE MAESTRIA**

**QUE PARA OBTENER EL GRADO DE MAESTRO EN  
CIENCIAS DE LA INGENIERIA MECANICA CON  
ESPECIALIDAD EN DISEÑO**

**P R E S E N T A**

**ING. ARTURO PERCEY GAMARRA CHINCHAY**

**ASESOR**

**ING. RODOLFO AYALA ESTRADA**

**MONTERREY, N. L.**

**(JUNIO DE 1989)**

TM  
258-3  
oM2  
F IE  
10 7  
7-



162171

## DEDICATORIA

### A DIOS NUESTRO SEÑOR:

Por haberme ayudado e iluminado en los momentos difíciles de mis estudios y conducirme por el camino recto que poco a poco fui superando todos mis problemas y cumplir con la meta trazada.

### A MIS PADRES:

Sr. Eliseo Gamarra Calderón

Sra. Dolores Chinchay de Gamarra

Que con mucha dedicación y no escatimando esfuerzo han logrado educarme y que tomándolos como ejemplo han sido la base de mi superación durante toda mi vida.

### A MI ESPOSA:

Sra. Antonia Julia Grande de Gamarra

Con amor, respeto y admiración por todo el apoyo moral, espiritual que me fué ofrecido en cada momento de mis estudios.

### A MIS HIJOS:

Gisella y Toño

Por sacrificar sus momentos de esparcimiento, agradeciéndoles su confianza amor y apoyo que siempre me

dieron, por compartir conmigo mis tristezas y mis alegrías y principalmente por ser siempre mi mejor punto de apoyo en momentos de debilidad.

**A MIS FAMILIARES:**

A todos aquellos que me brindaron esa linda despedida al partir de Lima y continuamente me alentaron con sus cartas.

**A MI PADRINO:**

Ing. Prado Gamarra Calderón (Q.E.P.D.)

Por mi gratitud y admiración hacia él, quien se mantuvo siempre firme en sus ideales de superación, orden y disciplina, siendo un martir de una guerra fratricida.

A MI ASESOR:

Ing. Rodolfo Ayala Estrada

Con muestra de respeto y  
admiración.

AL HONORABLE JURADO:

Ing. Marcos Méndez Cavazos

Ing. Noe Hinojosa Treviño

Ing. Rodolfo Ayala Estrada

A MIS MAESTROS:

Ing. Sabas Rodriguez Rodriguez

Ing. Manuel Amarante Rodriguez

Ing. Manuel Medina Villanueva

Ing. Guadalupe Cedillo Garza

Ing. Marin Gonzalez Gonzalez

Ing. Juan Zamora Villanueva

Ing. Liborio Manjarrez Santos

Ing. Noe Hinojosa Treviño

Ing. Rodolfo Ayala Estrada

Dr. Leopoldo de Jesus Delgado Garza

Ing. Gilberto Garza Rodriguez

Ing. Pedro Diaz Delgado

Con gratitud por sus ense-  
ñanzas y consejos

A TODA AQUELLAS PERSONAS E INSTITUCIONES QUE DIRECTA O  
INDIRECTAMENTE INTERVINIERON PARA DARME UNA DE LAS MAS  
GRANDES SATISFACCIONES DE MI VIDA: LA MAESTRIA



## Indice

# Diseño de una Deshuesadora de níspero

- 1.-Introducción.
- 2.-Descripción de la deshuesadora.
  - 2.1.-Area de carga.
  - 2.2.-Area de posicionamiento.
  - 2.3.-Area de procesamiento.
  - 2.4.-Area de descarga.
- 3.-Cálculos realizados para el diseño de la deshuesadora.
  - 3.1.-Transmisión de potencia.
    - 3.1.1.-Selección del motorreductor.
    - 3.1.2.-Selección del acoplamiento.
    - 3.1.3.-Selección de cadenas y ruedas de cadenas.
      - 3.1.3.1.-Del área de procesamiento.
      - 3.1.3.2.-Del área de posicionamiento.
    - 3.1.4.-Selección del engrane cónico.
    - 3.1.5.-Análisis de fuerzas sobre los engranes cónicos y apoyos.
    - 3.1.6.-Análisis de las fuerzas que actuan sobre los centros de los cojinetes del eje de transmisión.
    - 3.1.7.-Selección del eje de transmisión del área de procesamiento.
    - 3.1.8.-Selección de los cojinetes de rodamientos.
  - 3.2.-Area de procesamiento.

- 3.2.1.-Selección de la faja transportadora y las ruedas de cadenas.
  - 3.2.2.-Diseño de las levas cilíndricas.
  - 3.2.3.-Movimiento rotacional de las cuchillas deshuesadoras.
  - 3.2.4.-Selección de los resortes helicoidales de las unidades deshuesadoras.
  - 3.2.5.-Cálculo de los tornillos de potencia para regulación del acercamiento o alejamiento de las unidades deshuesadoras.
- 3.3.-Area de carga.
- 3.3.1.-Cálculo del ángulo de inclinación del cono receptor de frutas.
  - 3.3.2.-Cálculo de la separación mínima entre el cilindro cónico y la placa anular superior.
  - 3.3.3.-Dimensionamiento entre la línea circunferencial que contiene el eje de centros del agujero y la línea circunferencial de ejes de las medias tazas.
- 3.4.-Area de posicionamiento.
- 3.4.1.-Selección de la cadena y ruedas de cadenas.
  - 3.4.2.-Selección del engrane y la cremallera del husillo vibratorio.
  - 3.4.3.-Velocidad de la cuchilla vibratoria.
- 4.-Planos descriptivos.
- 4.1.-Area de procesamiento.
  - 4.2.-Area de carga.

4.3.-Area de posicionamiento.

4.4.-Descripción del movimiento rotacional de la cuchilla deshuesadora.

Bibliografía.

\*\*\*\*\*

## CAPITULO I

### INTRODUCCION

Las máquinas deshuesadoras y partidoras por la mitad de frutas son bastantes conocidas en la industria de la preservación de los alimentos, en el presente trabajo nos referiremos al mejoramiento de máquinas ya existentes, pero orientadas al uso específico del deshuesado y partido por la mitad del níspero, máquina no existente en el mercado. El deshuesado y el partido por la mitad ha sido logrado para otras frutas por dos máquinas separadas o en dos etapas de operación. Ahora hemos acondicionado una máquina la cual podrá simultáneamente realizar el partido por la mitad y el deshuesado del níspero.

La fruta era orientada manualmente en el transportador en relación al corte y deshuesado; si no era adecuadamente orientada usualmente las herramientas de deshuesado o las herramientas de corte eran quebradas, en el presente trabajo se incluye dentro de la máquina una unidad orientadora o posicionadora de la fruta, en la cual adquiere una posición correcta para una óptima penetración de las cuchillas en la carnosidad de las frutas sin interferir con los huesos.

También consideraremos un cargador centrífugo que automáticamente alineara cada fruta en su respectiva taza.

El descargado de las frutas ya procesadas sera vaciado en recipientes mediante el volteo de las tazas.

Para realizar el presente trabajo, se han analizado

conocidas máquinas de este tipo en donde encontramos una serie de desventajas conceptuales y estructurales al ser aplicados a nuestro objetivo.

En primer lugar, en algunas máquinas deshuesadoras y partidoras por la mitad, y de diferentes etapas de operación la banda transportadora para la fruta a ser procesada es impulsada con movimientos intermitente, para hacer posible que las herramientas dispuestas sobre las dos plataformas operen sobre las frutas durante periodos de parada.

Evidentemente dichos periodos de parada, disminuyen la producción horaria del procesamiento de la fruta, influyendo negativamente en el costo de la producción, el costo del producto final y la ganancia económica de la empresa.

En segundo lugar, el movimiento de las dos plataformas y las herramientas soportadas por ellos necesitan una estructura muy complicada y fuerte.

Por último en máquinas conocidas las frutas son cargadas sobre la banda transportadora antes de llegar al área de procesamiento en forma manual, usando al menos dos operadores uno en un lado y otro sobre el otro lado de la banda transportadora.

La realización de este trabajo ha sido dificultoso en la etapa de la búsqueda de información, se comenzó con la investigación si existían libros sobre dicho tema en todas las editoriales no siendo satisfactorio el resultado, se continuó con la búsqueda en los archivos de las bibliotecas, tampoco se

encontró,posteriormente recurrimos al Consulado Americano en Monterrey para solicitar información sobre las fábricas que hacen dichos equipos,obteniendo algunas direcciones a las cuales escribimos,recibiendo posteriormente algunos catálogos,simultaneamente recurrimos al SECOBI-TEC que despues de muchos pedidos encontramos algunas patentes que nos ayudo bastante en el análisis de las máquinas existentes en la industria de la preservación de los alimentos.

El objetivo de este trabajo es la de proveer una máquina partidora por la mitad y deshuesadora de ciclo continuo para procesar nísperos.

\*\*\*\*\*

## CAPITULO I I

### DESCRIPCION DE UNA DESHUESADORA

Esta máquina comprende una banda transportadora enrollada alrededor de dos ruedas de cadenas de eje vertical ,la banda transportadora soporta las medias tazas, donde se localiza el níspero.

La máquina será dividida para una mejor descripción en cuatro áreas:

Area de carga. ①

Area de posicionamiento. ②

Area de procesamiento. ③

Area de descarga. ④

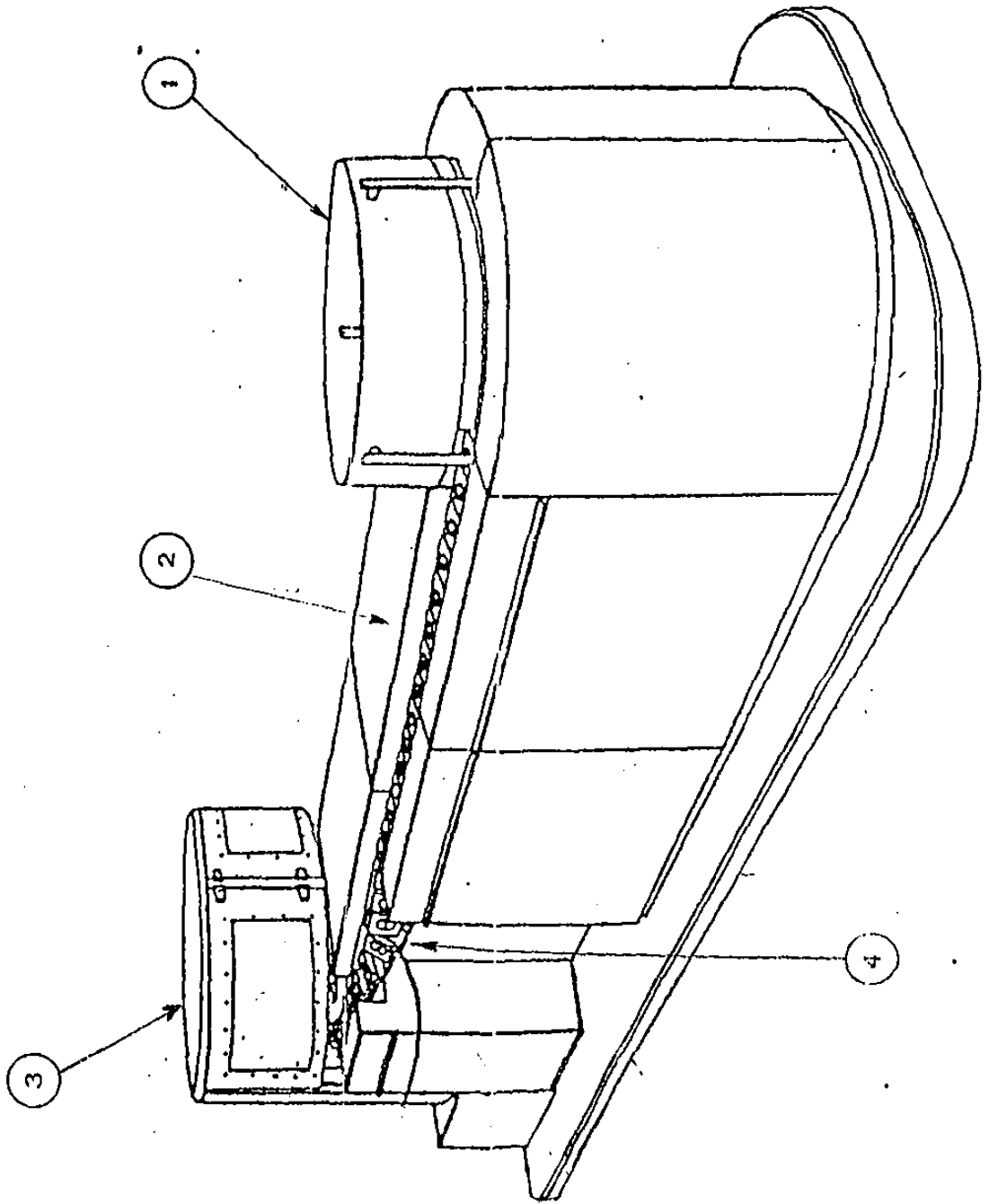
Transmisión.

#### AREA DE CARGA

Se realiza mediante un cargador centrífugo, constituido por una cámara cilíndrica vertical que se mantiene estática sujeta al bastidor, dicha cámara está conectada interiormente a dos placas delgadas, metálicas, anulares, paralelas, una en la parte inferior y la otra intermedia, teniendo la forma de un cono abierto con el vértice hacia arriba y cortada por un plano paralelo a la base.

Un agujero cuadrado está ubicado en la placa anular inferior; realmente en el extremo de la parte recta de la banda transportadora, dispuesta antes de entrar al área de carga, este agujero está exactamente encima de dicha banda transportadora

PARTES DE UNA DESHUESADORA





En el extremo superior del eje sobre el cual está enchavetado la rueda de cadena en donde se enrolla la banda transportadora, allí está conectado un plato cónico con igual inclinación que la placa anular inferior, el borde periférico del plato cónico es ligeramente de mayor nivel que el borde interior de la placa anular inferior; de esta placa anular inferior se ramifica una aleta vertical, la cual se incrementa en altura desde el punto de inicio, quedando dicho punto a una distancia el doble del lado del agujero, hasta alcanzar dicho agujero en donde llega a tener una altura ligeramente menor que la distancia entre las dos placas anulares.

Dicha aleta es realmente configurada en planta como un arco de circunferencia, el radio viene siendo ligeramente menor que la distancia entre el eje y el borde interior del agujero cuadrado en la placa anular inferior.

Entre las placas anulares hay cajas poliédricas las cuales en la vista de planta está realmente configurada como triángulos de ángulos rectos con la cara del vértice dirigido al centro de la placa cónica. Dichas cajas poliédricas son fijadas sobresaliendo sobre el borde de dicha placa cónica, y placas delgadas se ramifican desde el vértice con una altura igual a la caja poliédrica y se reduce hasta desaparecer, extendiéndose hacia el centro de la placa cónica, hasta una distancia igual a su longitud.

Las cajas poliédricas están provistas en proximidad al borde exterior de la placa cónica con una ranura que vista

en planta es una ranura circunferencial que previene la interferencia con la aleta.

Las cajas poliédricas definen una cantidad de ductos alimentadores equidistantes, realmente radial a la placa cónica, sus regiones periféricas terminales están encima de la banda transportadora y están siendo espaciados por una distancia realmente igual a la distancia entre dos medias tazas consecutivas.

Encima de la región central del plato cónico se coloca una taza invertida, que consiste esencialmente de una superficie cónica cilíndrica, conectada superiormente a la superficie cónica giratoria, la inclinación de la superficie cónica de la taza invertida es mayor que la del plato cónico.

Una cantidad de ranuras están provistas sobre la pared cilíndrica vertical de la taza invertida, su separación y su ancho viene siendo igual a la separación de las placas que se ramifican de las cajas poliédricas y al espesor de dichas placas.

Cuando la fruta a ser procesada es introducida dentro del cargador centrífugo, la pieza individual de fruta llega a alinearse en el ducto alimentador y antes de que una de estas frutas alcance la vecindad del agujero cuadrado, la aleta separa la pieza de fruta más extrema de las otras piezas de fruta que le sigue en el ducto.

Todo el área de carga está completamente protegido por una cubierta externa móvil.

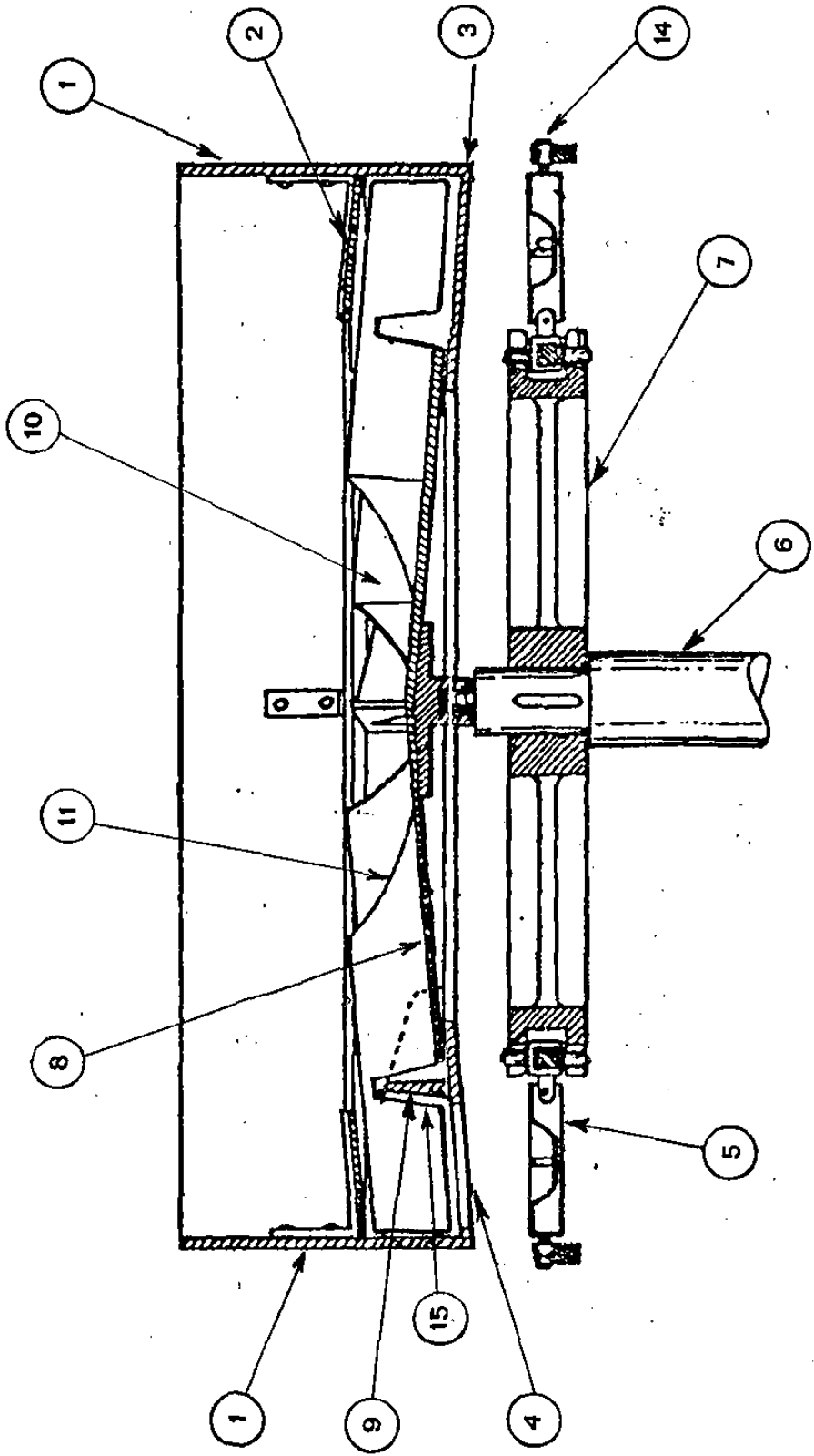
\*\*\*\*\*

## AREA DE CARGA

## Lista de partes:

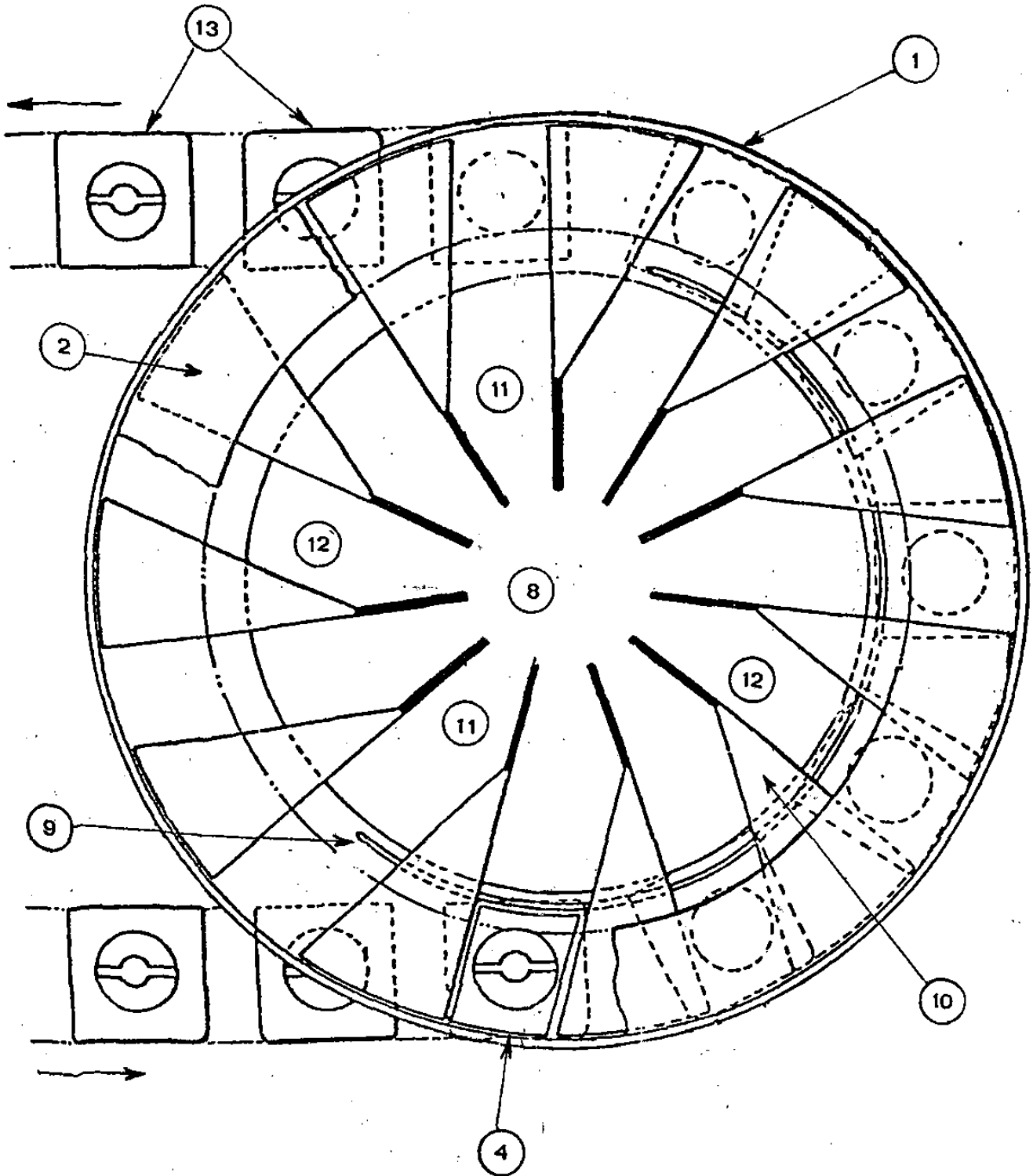
- 1 Cámara cilíndrica vertical
- 2 Placa anular superior
- 3 Placa anular inferior
- 4 Agujero cuadrado
- 5 Banda transportadora
- 6 Eje principal
- 7 Rueda de cadena de la banda transportadora
- 8 Plato cónico
- 9 Aleta vertical
- 10 Cajas poliédricas
- 11 Placas radiales soporte del cilindro cónico
- 12 Ductos alimentadores
- 13 Medias tazas
- 14 Rodillo de la media taza
- 15 Ranura en las cajas poliédricas

AREA DE CARGA



VISTA FRONTAL

AREA DE CARGA



VISTA SUPERIOR

## AREA DE POSICIONAMIENTO

Se encuentra entre el área de carga y el área de procesamiento y comprende dos ruedas de cadenas con ejes horizontales, enrollados con una cadena transportadora horizontal, que esta alineada con la banda transportadora que contiene a las medias tazas, teniendo el mismo paso y la misma velocidad.

La cadena transportadora tiene barras perpendiculares en cada eslabón, dichas barras sobresalen por ambos lados y esta embocinado a la cadena, por el lado externo dichas barras tienen cuchillas y por el lado interno tiene un engrane, ambos en los extremos; este engrane cuando se encuentra en la posición superior de la cadena transportadora engrana con una cremallera que esta colocada en forma paralela y debajo de la cadena transportadora horizontal superior, tal que las cuchillas rotan a alta velocidad.

Cuando la fruta sale del cargador centrífugo, alineandose en las medias tazas, la cuchilla rotatoria penetra por la ranura de la media taza, empujando a las frutas por su parte inferior.

La rotación de dichas cuchillas y las pequeñas vibraciones a la que es sometida la cadena y la banda transportadora hacen posible que la fruta este posicionada.

Al respecto las cuchillas hacen vibrar en forma continua las frutas, variando su posición relativa con respecto a la media taza, hasta colocar la concavidad de la fruta encima

de las cuchillas, la cual se adhiere al tallo de la fruta.

La fruta así posicionada sobre la media taza entra al área de procesamiento.

\*\*\*\*\*

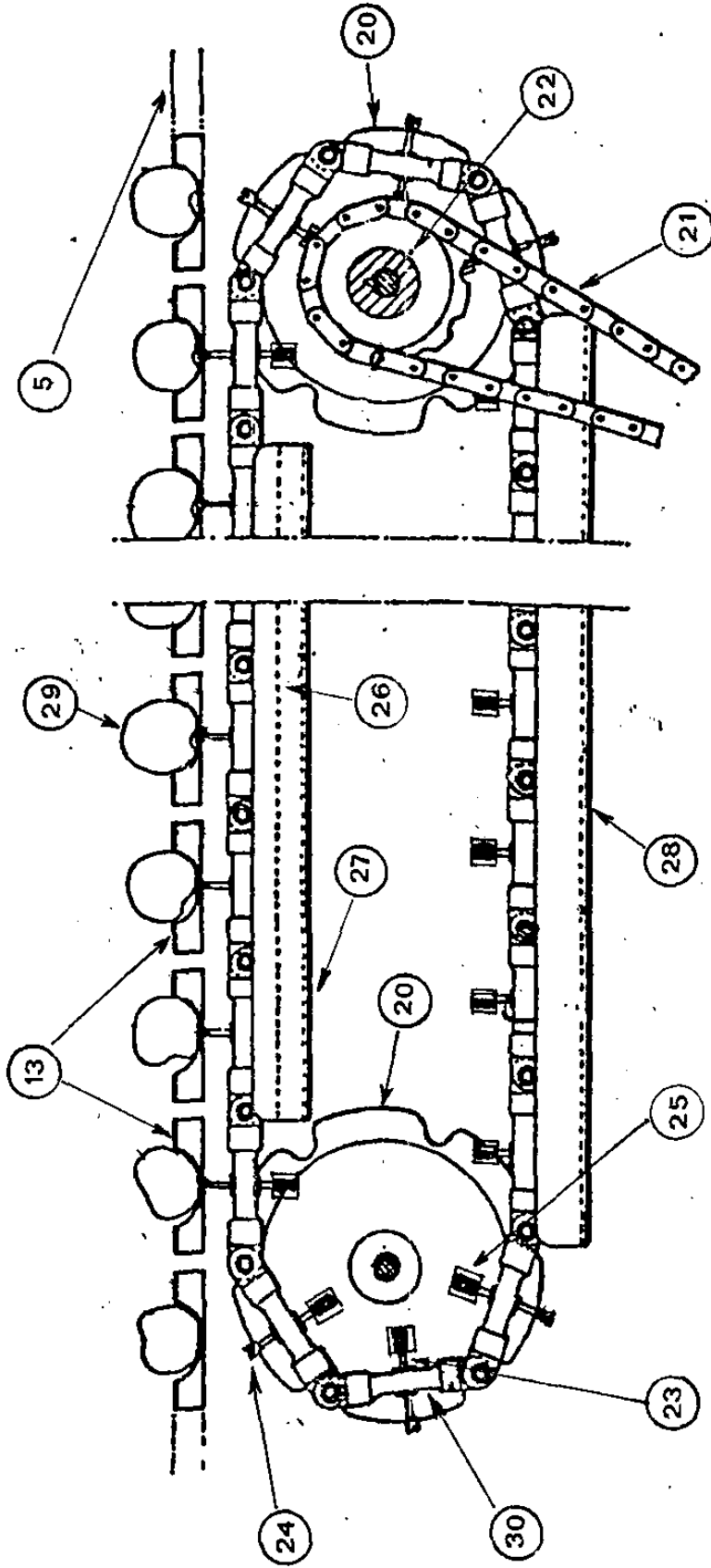
## AREA DE POSICIONAMIENTO

## Lista de partes:

- 5 Banda transportadora
- 13 Medias tazas
- 14 Rodillo de la media taza
- 20 Rueda de la cadena transportadora
- 21 Cadena de transmisión de 5/8" de paso
- 22 Rueda de la cadena de transmisión
- 23 Barra de posicionamiento
- 24 Cuchilla de posicionamiento
- 25 Engrane
- 26 Cremallera
- 27 Guía de la ranura superior
- 28 Guía de la ranura inferior
- 29 Nispero
- 30 Cadena transportadora

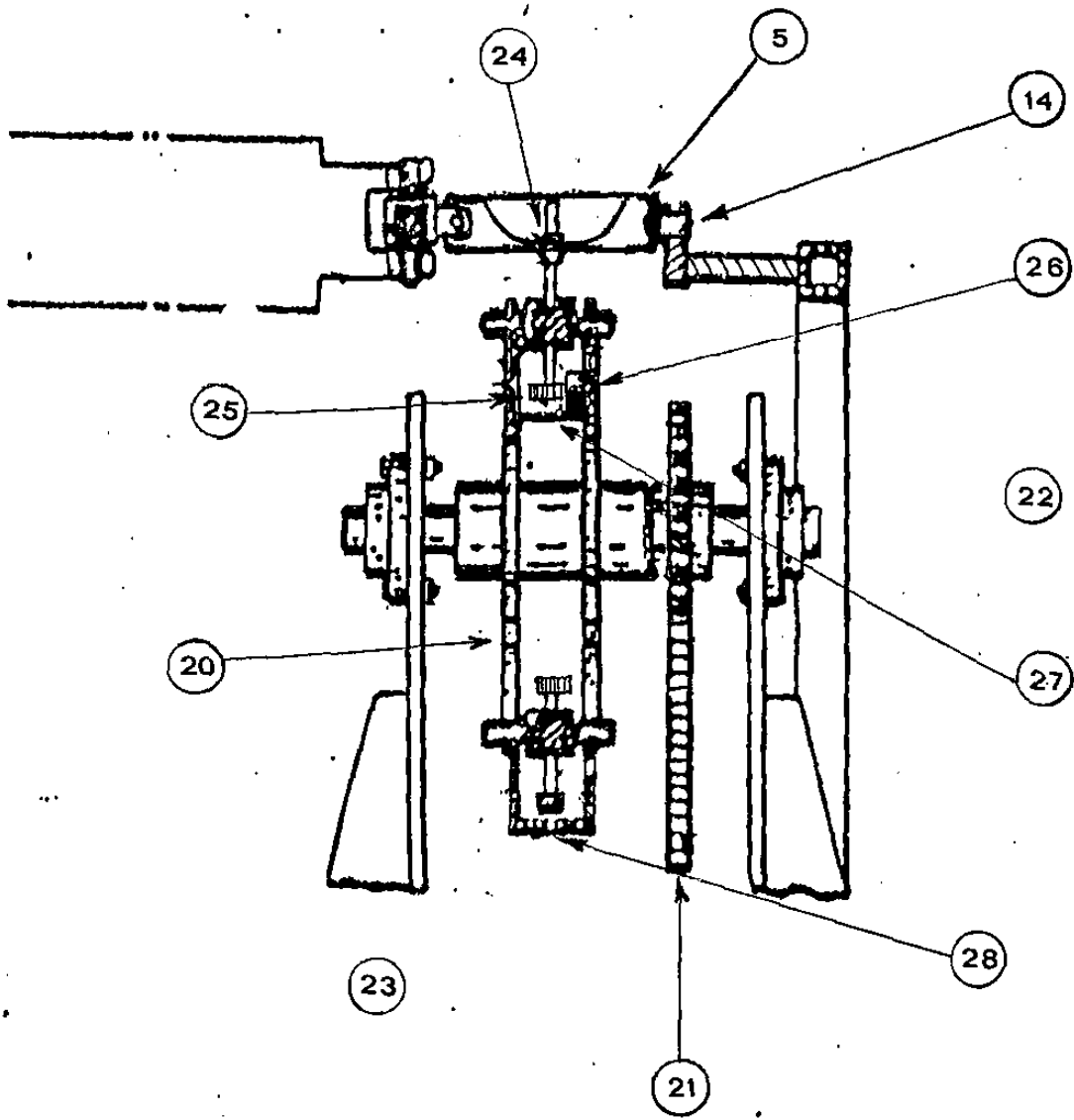


AREA DE POSICIONAMIENTO



VISTA FRONTAL

AREA DE POSICIONAMIENTO



VISTA LATERAL DERECHO

## AREA DE PROCESAMIENTO

Comprende un eje con una rueda que enrolla la banda transportadora que contiene las medias tazas donde se localizan las frutas; esta rueda esta unida mediante pernos a la corona cilíndrica inferior la cual se encuentra enchavetada al eje, encima de la rueda se encuentra la corona cilíndrica superior unida mediante pernos.

Descripción de las diferentes partes del área de procesamiento:

CORONA CILINDRICA SUPERIOR.-Esta compuesto por 12 mandriles superiores que se deslizan verticalmente por la superficie cilíndrica exterior de la corona cilíndrica superior por guías prismáticas verticales, adecuadamente espaciados, separados radialmente y en la cual la superficie conjugada provista sobre los mandriles son colocados deslizantes.

CORONA CILINDRICA INFERIOR.-También está compuesto por 12 mandriles inferiores que se deslizan verticalmente por la superficie cilíndrica exterior de dicha corona de igual forma que en la corona cilíndrica superior.

MANDRIL.-Comprende un bloque provisto con un agujero de lado a lado, en la cual se encuentra el husillo que en el extremo inferior contiene sujeta a la cuchilla deshuesadora y en la parte superior se encuentra enchavetada una placa en forma de cruz, cuya finalidad es la de ocasionar el movimiento de rotación de la cuchilla deshuesadora mediante el choque de la cruz con los golpeadores que se encuentran en la super-

ficie cilíndrica que contiene a la leva; encima de la cruz se encuentra una placa cuadrada convexa, cuya finalidad es la de mantener un mejor alineamiento en las cuchillas deshuesadoras, mediante el continuo contacto con la superficie cilíndrica que contiene a la leva, esta placa cuadrada convexa también se encuentra enchavetada al husillo. El bloque en un lado contiene unas guías prismáticas verticales de la parte externa de la corona cilíndrica, mediante esta guía prismática el husillo se desplaza verticalmente; en el lado opuesto del bloque se encuentra embocinado un rodillo, que se desplaza sobre la leva cilíndrica, controlando el movimiento vertical; en la parte inferior del bloque se encuentra unida mediante pernos la cuchilla partidora, y en la parte superior del bloque se encuentran insertados unas espigas, las cuales están sostenidas sobre un soporte elástico, las cuales están introducidas en agujeros semi-esféricos hechos en cada aspa de la cruz, en la cara que está en contacto con el bloque, con la finalidad que exista mayor facilidad en la rotación de la cruz con respecto al bloque.

Sobre el bloque se encuentran tres agujeros de lado a lado, concéntricos y paralelos al husillo, estos agujeros son radiales equidistantes y cada uno está provisto con dos hombros.

Sobre el hombro superior descansa el émbolo de la varilla cuando emerge por la cara inferior del bloque, esta varilla está roscada dentro de la taza contraria sobre la cual está apoyada el extremo inferior del resorte en compresión

montada sobre la varilla.

La taza contraria es de jebe y esta sujeta al bloque por las tres varillas que estan roscadas en su parte inferior su finalidad es fijar la fruta al momento de deshuesar y cortar, teniendo una ranura para este fin, estando paralela a la ranura en la media taza.

Cuando el resorte esta expandido el émbolo de la varilla descansa sobre el hombro inferior.

Estas tres varillas con émbolos que se deslizan por agujeros dentro del bloque solo existen en los mandriles superiores no asi en los mandriles inferiores.

MEDIA TAZA.-La banda transportadora esta esencialmente constituida por una cadena con eslabones, las cuales estan abisagradas a las medias tazas, dispuestas para contener la fruta.

Existen 48 medias tazas a lo largo de toda la banda transportadora y estas se encuentran en la cara externa de la cadena, y la distancia entre los ejes de las dos medias tazas consecutivas es igual a la distancia entre los ejes mandriles inferiores o superiores consecutivos.

Cada media taza esta provista con una ranura en la parte media, tangente a la corona cilíndrica, esta ranura es paralela a la ranura de la taza contraria y del mismo tamaño, por dichas ranuras atraviezan las cuchillas partidoras y deshuesadoras.

Sobre la cara vertical exterior de cada media taza esta montado un rodillo libre, la cual desliza sobre una riel

que esta como un anillo concéntrico con respecto a la banda transportadora y soportado por el bastidor de la máquina.

En un nivel ligeramente mas alto y mas externo que la faja transportadora se encuentra un ducto soportado en las columnas de apoyo, de forma circunferencial y provista con una cantidad de pequeños agujeros con sus ejes apuntando hacia las medias tazas.

CUCHILLA DESHUESADORA Y PARTIDORA.-En el mandril superior por medio de pernos se encuentran fijados dos cuchillas cortadoras con filos cortantes en los extremos y en los bordes laterales internos; entre las cuchillas cortadoras esta colocada una varilla, el cual tiene en su extremo una cuchilla horquillada, constituyendo la cuchilla deshuesadora, el otro extremo de la cuchilla deshuesadora es sujeta al mango del husillo.

De igual manera en el mandril inferior esta sujeta por medio de pernos dos cuchillas cortadoras con filos cortantes solamente en las puntas, entre las cuchillas cortadoras se encuentra la cuchilla deshuesadora con dos puntas curvadas estando la de punta mas grande en la dirección de la de punta mas corta de la cuchilla deshuesadora del mandril superior y viceversa.

Las cuchillas cortadoras se mantienen fijas al bloque, por lo tanto solo se mueven con la unidad deshuesadora, y su acción principal es la de fijar la fruta para un mejor corte de la carnosidad próxima al hueso de la fruta.

Las cuchillas deshuesadoras rotan con respecto a su eje, debido a que las cruces que están enchavetadas al husillo y este a la cuchilla deshuesadora, al aproximarse a la parte frontal de la máquina que es donde ocurre el máximo acercamiento de mandriles, son giradas por golpeadores que se encuentran en la superficie del cilindro que contiene la leva; estos golpes se producen 30 grados antes y 30 grados después del punto de mayor acercamiento, en ambos contactos del golpeador con la cruz, la cuchilla deshuesadora corta la carnosidad próxima al hueso en un giro de 90 grados.

\*\*\*\*\*

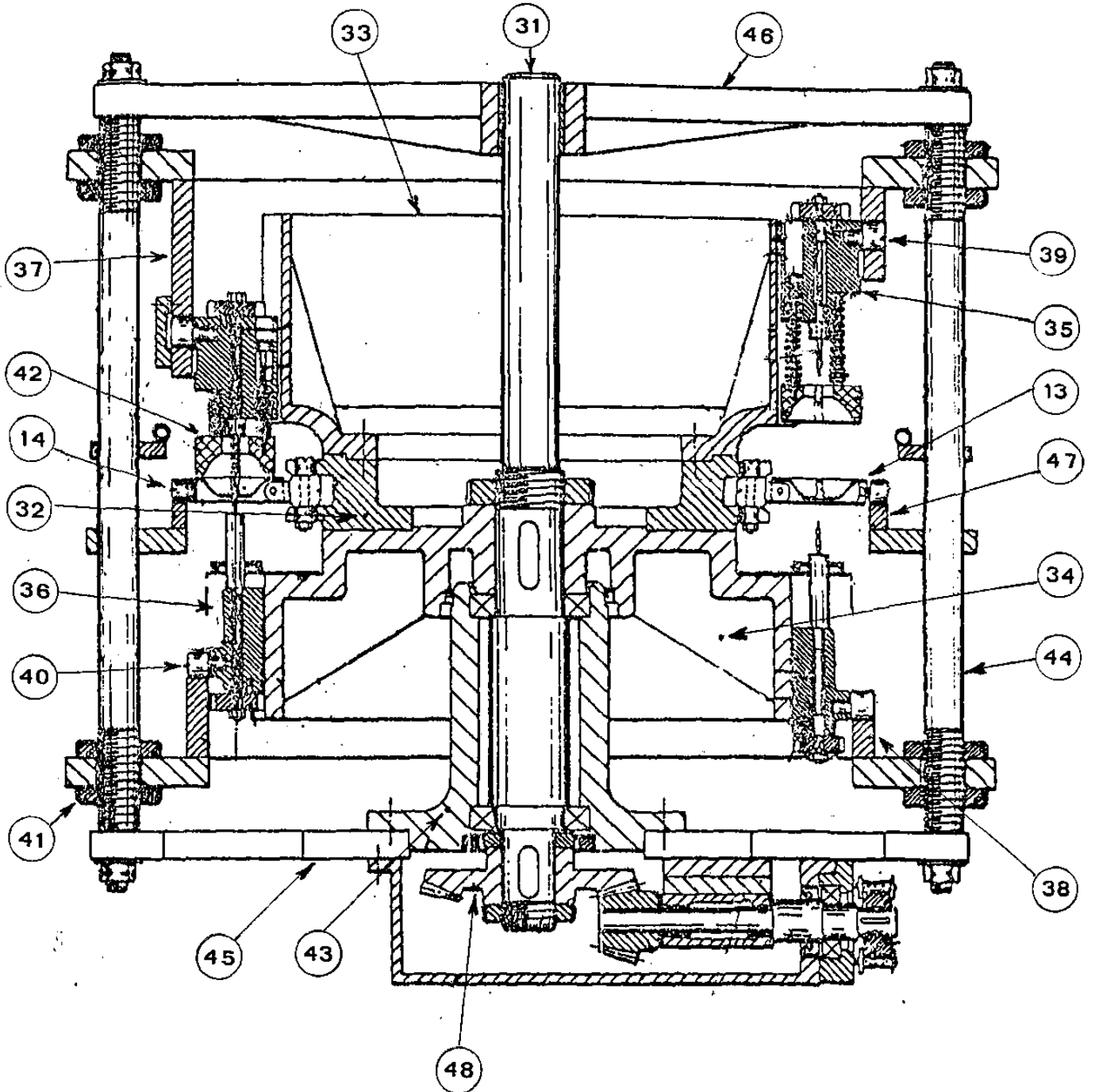
## AREA DE PROCESAMIENTO

## Lista de partes:

- 13 Media taza
- 14 Rodillo de la media taza
- 31 Eje principal
- 32 Rueda de la banda transportadora
- 33 Corona cilíndrica superior
- 34 Corona cilíndrica inferior
- 35 Unidad deshuesadora superior
- 36 Unidad deshuesadora inferior
- 37 Leva cilíndrica superior
- 38 Leva cilíndrica inferior
- 39 Seguidor superior provisto de rodillo
- 40 Seguidor inferior provisto de rodillo
- 41 Tornillo regulador de la altura de las cuchillas
- 42 Taza contraria
- 43 Soporte del eje principal
- 44 Columna de soporte
- 45 Bastidor inferior
- 46 Bastidor superior
- 47 Riel del rodillo de las medias tazas
- 48 Engrane cónico



AREA DE PROCESAMIENTO



## TRANSMISION

Es realizado por un motorreductor, el cual mediante el uso de cadenas y ruedas de cadenas se transmite el movimiento al área de posicionamiento y procesamiento.

El área de procesamiento mediante una cadena recibe el impulso, usando un par de engranajes cónicos, se reduce la velocidad y se cambia la dirección, rotando el eje principal, donde se encuentra la corona cilíndrica inferior enchavetada al eje, y sobre esta corona cilíndrica se encuentra unido mediante pernos la rueda de cadena que contiene a la banda transportadora con las medias tazas, y sobre esta rueda de cadena se encuentra unida mediante pernos la corona cilíndrica superior; todo este conjunto se mueve rígidamente con el eje principal del área de procesamiento.

Al moverse la rueda de cadena impulsa la banda transportadora, el cual hace girar la rueda de cadena del área de cargado, ocasionando el movimiento del eje principal del área de cargado, y sobre este eje se encuentra unido rígidamente el plato cónico.

El área de posicionamiento incluye dos ruedas de cadena y una cadena transportadora que enrolla dichas ruedas de cadena, esto es impulsado por intermedio de una cadena que transmite el movimiento del eje del motorreductor.

La cadena transportadora se mueve a la misma velocidad que la banda transportadora que se encuentra encima; ambas deben tener el mismo paso si es que sus ruedas de cadena tienen el mismo número de dientes.

Durante el movimiento de la cadena transportadora, las barras embocinadas que se encuentran en cada eslabón, giran a alta velocidad debido a que en el otro extremo contiene un engrane que esta conectado a una cremallera.

\*\*\*\*\*

CAPITULO III

CALCULOS REALIZADOS PARA EL DISEÑO DE LA DESHUESADORA

3.1.-TRANSMISION DE POTENCIA.-

3.1.1.-SELECCION DEL MOTORREDUCTOR.-

Para calcular la potencia del motor necesitamos calcular lo siguiente:

$$P = P_1 + P_2 + P_3 \dots\dots\dots (1)$$

donde:

P = Potencia total en HP.

P1 = Potencia necesaria para mover la banda transportadora en HP.

P2 = Potencia para vencer la inercia del conjunto del área de procesamiento en HP.

P3 = Potencia necesaria para mover la cadena de posicionamiento en HP.

CALCULO DE P1:

$$P_1 = \frac{W.L. \times M.P.M.}{45,500} \dots\dots\dots (2)$$

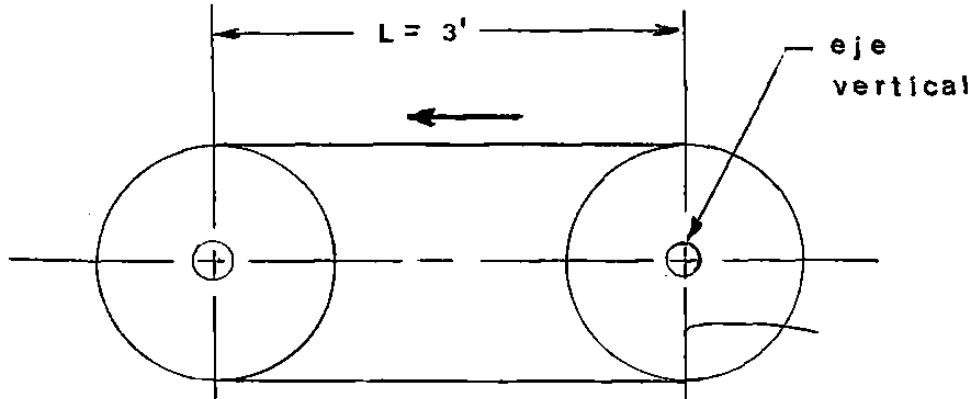
donde:

W.L. = Carga de trabajo en Newtos.

M.P.M. = Velocidad de la cadena en metros por minuto.

Cálculo de W.L. :

La banda transportadora tiene sus ejes verticales.



$$W.L. = L M + L W \dots\dots\dots$$

3

donde

L = Longitud de la banda transportadora entre centros de rueda de cadena en pies.

W = Peso de la cadena (por pie) en libras.

M = M1 + M2

M1 = Peso de la media taza (por pie) en libras.

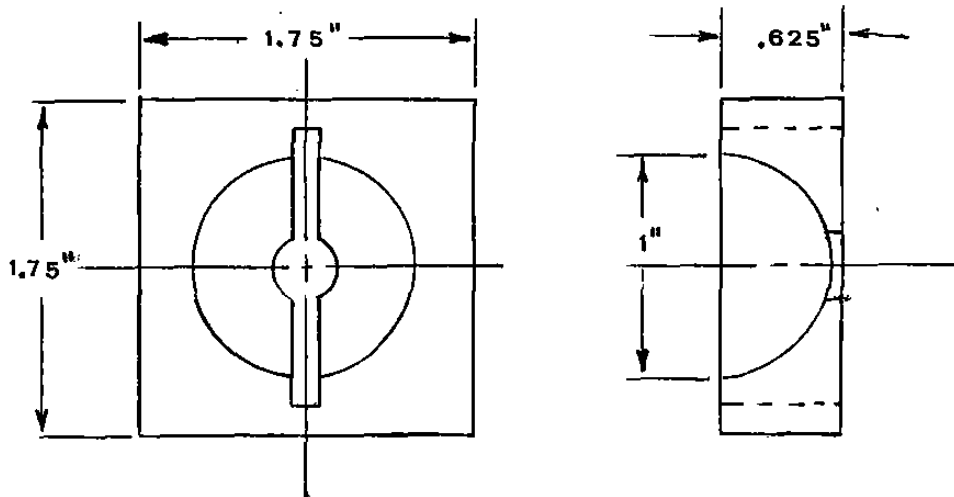
M2 = Peso del fruto (por pie) en libras.

Por consiguiente:

L = 36 pulg. = 3 pies (dato asumido)

W = 0.30 libras/eslabón × 12 eslabón/pie = 3.6 libras/pie

Cálculo del peso de la media taza.-



$$m = m1 - m2$$

$$m1 = \rho l^2 h = (.296/386)(1.75)^2 (.625)$$

$$m1 = .0014 \text{ libras-seg}^2/\text{pulg}$$

$$m2 = 1/2 \rho r^4 / 3r^3 = 1/2 (.296/386) 4/3 (.5)^3$$

$$m2 = .0002 \text{ libras-seg}^2/\text{pulg}$$

$$m = .0014 - .0002$$

$$m = .0012 \text{ libra-seg}^2/\text{pulg} \text{ (masa de cada media taza)}$$

Peso de la media taza (MT):

$$MT = m \times g = (.0012 \text{ lib-sec}^2/\text{pulg})(386\text{pulg}/\text{seg}^2)$$

$$MT = .4632 \text{ libras}$$

Considerando 6 medias tazas por pie de banda transportadora tendremos:

$$M1 = 6(MT) = 6\text{unidades}/\text{pie}(.4632 \text{ lib})$$

$$M1 = 2.7792 \text{ libras}/\text{pie}$$

Peso de un nispero(MN):

$$MN = .06 \text{ libras}$$

Considerando 6 nisperos por pie de banda transportadora tendremos:

$$M2 = 6(MN) = 6\text{unidades}/\text{pie}(.06 \text{ lib})$$

$$M2 = .36 \text{ libras}/\text{pie}$$

Reemplazando en (3) tendremos:

$$W.L. = 3( 2.7792 + .36 ) + (3.6) 3$$

$$W.L. = 20.2176 \text{ libras} = 89.76 \text{ Newtos}$$

Cálculo de la velocidad de la banda transportadora:

$$M.P.M. = \frac{\text{Paso} \times N^{\circ}\text{de dientes} \times \text{RPM}}{100} \dots\dots\dots (4)$$

donde:

Paso = El paso de la cadena es de 1 pulg.(cada 2 eslabones se encuentra una media taza) = 2.54 cm.

Nºde dientes de la rueda de cadena = 24

RPM = 34 (dato reajustado)

Por consiguiente:

$$M.P.M. = \frac{2.54 \times 24 \times 34}{100}$$

$$M.P.M. = 20.7264 \text{ m}/\text{mint}$$

Reemplazando (3) y (4) en (2) tenemos:

$$P_1 = \frac{89.76 \text{ Newto} \times 20.7264 \text{ m/mint}}{45,500}$$

$$P_1 = .041 \text{ HP}$$

CALCULO DE P2:

$$P_2 = \frac{M(\text{Kgr-cm}) \times \text{RPM}}{73,500} \dots\dots\dots (5)$$

donde:

M = Par resultante, momento, o par motriz exrerior con respecto al punto fijo, que actúa sobre el conjunto del área de procesamiento.

Cálculo del par motriz(M):

Utilizaremos la ecuación:

$$M = I \alpha \dots\dots\dots (6)$$

Esta ecuación es de fundamental importancia en la dinámica ingenieril donde:

I = Momento de inercia de la masa del cuerpo con respecto al punto fijo esta dado en  $\text{Kgr-seg}^2\text{-cm}$

$\alpha$  = Aceleración angular del cuerpo dado en  $\text{rad/seg}^2$ .

Cálculo del Momento de Inercia del conjunto procesador(Iz)

Consideraremos el material de acero con un peso específico  $\gamma = .296 \text{ lib/pulg}^3$

y gravedad  $g = 386 \text{ pulg/seg}^2$

La densidad se encuentra a partir del peso específico como 
$$\rho = \frac{\gamma}{g} = \frac{.296 \text{ lib/pulg}^3}{386 \text{ pulg/seg}^2}$$

$$= .00076 \text{ lib-seg}^2/\text{pulg}^4$$

El conjunto procesador, lo dividiremos en dos elementos I, dos elementos II, un elemento III, y un elemento IV.





$$Iz3 = 1.22 \text{ libr-seg}^2\text{-pulg.} = 1.40 \text{ Kgr-seg}^2\text{-cm.}$$

Cálculo de Iz4:  (1 elemento)

$$Iz4 = 1/2(\pi r h)(r^2 + ri^2)(r^2 - ri^2)$$

$$Iz4 = 1/2\pi(.00076)(1.5)(6.5^2 + 4^2)(6.5^2 - 4^2)$$

$$Iz4 = 2.74 \text{ lib-seg}^2\text{-pulg.} = 3.15 \text{ Kgr-seg}^2\text{-cm}$$

Por consiguiente:

$$Iz = 2(Iz1 + Iz2) + Iz3 + Iz4$$

$$Iz = 2(3.21 + .77) + 1.22 + 2.74$$

$$Iz = 11.92 \text{ lib-seg}^2\text{-pulg.} = 13.74 \text{ Kgr-seg}^2\text{-cm.}$$

Cálculo de la aceleración angular del conjunto procesador( $\alpha$ )

Utilizando la ecuación:

$$W = Wo + \alpha t \dots\dots\dots \textcircled{7}$$

donde:

W = velocidad angular final.

Wo = velocidad angular inicial.

t = tiempo.

Considerando que se parte del reposo y que la banda transportadora alcanza su velocidad de trabajo en el tiempo de .2 seg., su velocidad angular final sera:

$$W = (34 \text{ Rev/min})(2 \text{ Rad/Rev})(1 \text{ min}/60 \text{ seg})$$

$$W = 3.56 \text{ Rad/seg.}$$

Por consiguiente despejando de la ecuación

$\textcircled{7}$  tenemos:

$$\alpha = \frac{W}{t} = \frac{3.56 \text{ Rad}}{.2 \text{ seg}}$$

$$\alpha = 17.8 \text{ Rad/seg}^2$$

Reemplazando en  $\textcircled{6}$  tendremos que el par motriz será:

$$M = (13.74 \text{ lib-seg}^2\text{-cm})(17.8 \text{ Rad/seg}^2)$$

$$M = 245.6 \text{ Kgr-cm.}$$

Reemplazando en la ecuación (5) se tiene:

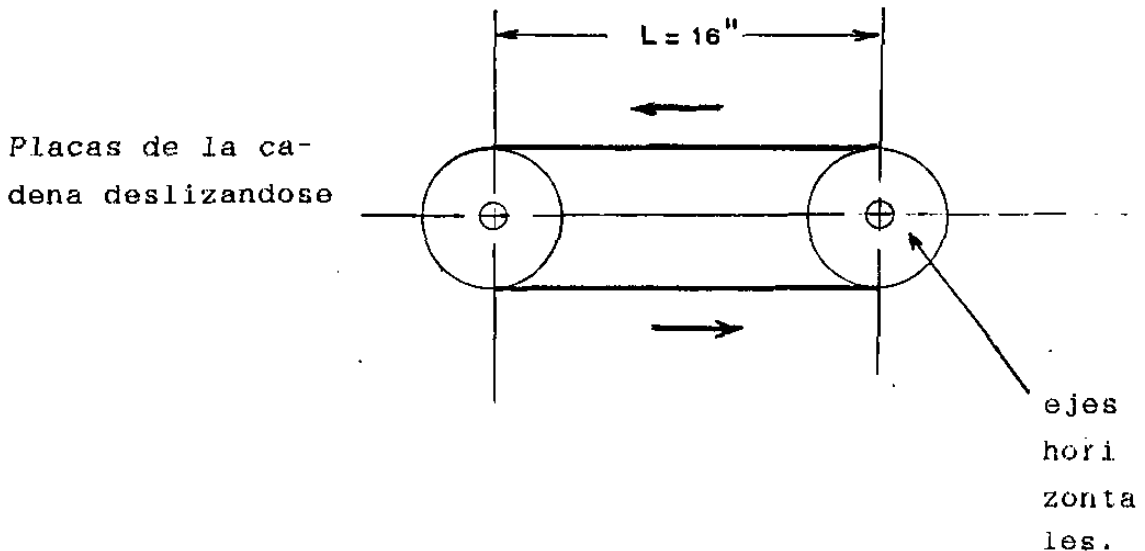
$$P2 = \frac{M(\text{Kgr-cm}) \times \text{RPM}}{73,500}$$

$$P2 = \frac{(245.6\text{Kgr-cm})(34\text{RPM})}{73,500}$$

$$P2 = .11 \text{ HP}$$

CALCULO DE P3:

La cadena transportadora tiene sus ejes horizontales.



$$W.l. = L F1 (2.2 W + M) \dots\dots\dots (9)$$

(ver ecuación (3))

donde:

F1 = coeficiente de fricción de deslizamiento, considerando el deslizamiento del acero en una superficie seca, según tablas del fabricante se tiene:  $F1 = .35$

$$L = 16 \text{ pulg} = 1.33 \text{ pie}$$

Peso de la cadena W (por pie) en libras:

$$W = (.20 \text{ lib/eslabón})(6 \text{ eslabón/pie})$$

$$W = 1.2 \text{ lib/pie}$$

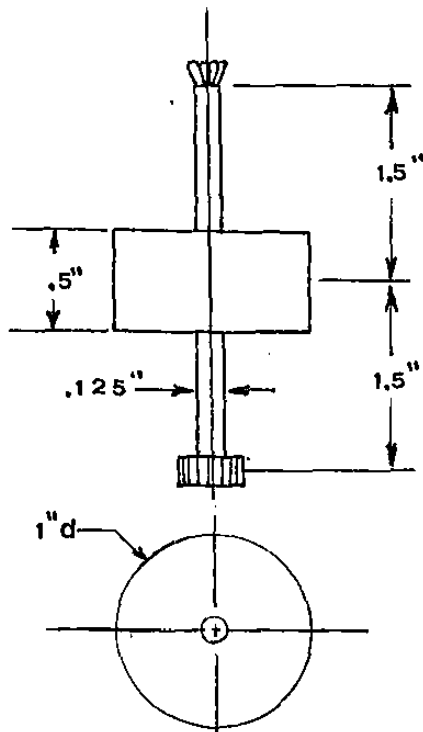
Considerando 2 cadenas se tiene:

$$W = 2.4 \text{ lib/pie}$$

Peso de la bocina y barra posicionadora que contiene a la cuchilla y engrane (M):

$$M = (6 \text{ unidades/pie})(m \text{ g libras}) = 6 \text{ mg lib/pie}$$

Cálculo de la masa (m):



$$m = m_1 + m_2$$

$$m_1 = \pi r^2 h$$

$$m_1 = \pi (.5)^2 (.5) (.00076)$$

$$m_1 = .0003 \text{ lib-seg}^2/\text{pulg}$$

$$m_2 = \pi r^2 h$$

$$m_2 = \pi (.125)^2 (2.5) (.00076)$$

$$m_2 = .00009 \text{ lib-seg}^2/\text{pulg}$$

Por consiguiente:

$$m = .0003 + .00009$$

$$m = .00039 \text{ lib-seg}^2/\text{pulg}$$

$$M = 6(.00039 \text{ lib-seg}^2/\text{pulg})(386 \text{ pulg/seg}^2)$$

$$M = .90 \text{ lib/pie}$$

Reemplazando en (9) tenemos:

$$W.L. = 1.33(.35)[2.2(2.4) + .9]$$

$$W.L. = 2.88 \text{ libras} = 12.79 \text{ Newtons}$$

La velocidad de la cadena del área de posicionamiento es la misma que la velocidad de la banda transpor-

tadora, por consiguiente:

$$\text{M.P.M.} = 20.7264 \text{ m/min}$$

Reemplazando en 2 tenemos:

$$P_3 = \frac{(12.79 \text{ Newtons})(20.7264 \text{ m/min})}{45,500}$$

$$P_3 = .006 \text{ HP}$$

En esta potencia necesaria para mover la cadena de posicionamiento no hemos considerado las fuerzas de oposición que se tiene entre el engrane y la cremallera, y la cuchilla y la fruta.

En total se tiene:

P1	⇒	.041
P2	⇒	.110
P3	⇒	.006
		-----
P	⇒	.157

Considerando las pérdidas en el acoplamiento, engranajes, consideraremos un factor de seguridad F.S. = 3

$$\text{HP} = (.157) (3) = .47$$

Por consiguiente seleccionaremos un motor de:

**0.5 HP**

Segun la consideraciones de diseño las RPM a la salida del motorreductor con carga plena debe ser 56 RPM o 68 RPM, ya que nuestro engranaje cónico seleccionado es de una relación  $m_g = 2$ , y además la velocidad óptima de funcionamiento de acuerdo a casos prácticos de las medias tazas es de 1 a 1.5 pies/seg.

Por consiguiente seleccionaremos un:

**Motorreductor Trifásico ASEA Mx20  
041 B/H1**

Es la codificación para un motorreductor  
MN71B-4/UABM 240,.5 HP,68 RPM,220/440 voltios,  
50,60 Hz, montado sobre patas.

\*\*\*\*\*

### 3.1.2.-SELECCION DEL ACOPLADOR.\_

Se requiere un cople para conectar un motorreductor de 0.5 HP a 68 RPM, a un eje con dos ruedas de cadena para mover una banda y una cadena transportadora.

El motorreductor tiene una flecha de 24 mm. y la flecha de las ruedas de cadena es de 20 mm.

Se utilizo los "Coples Flexibles Steeflex" de Falk.

Los coples flexibles no cumplen su función completa si solamente conectan las máquinas sin protegerlas. Este concepto básico es considerado en primer término en el diseño del cople Falk.

Las máquinas no pueden protegerse solas contra daños causados por impactos o desalineamientos, algo tiene que ceder, ese algo por diseño es la rejilla resilente y no el equipo.

Pasos a seguir:

A.-Determinación del factor de servicio (f.s.) .-

Considerando que la máquina impulsora es un motor eléctrico y esta aplicado en la industria alimenticia, tomaremos f.s. = 1.25

B.-Cálculo de la potencia básica.-

$$\text{Potencia básica} = \text{HP} \times \text{f.s.} \times K$$

Para calcular "K" se necesita conocer las RPM de la flecha a unir.

$$\text{Para RPM} = 68 \longrightarrow K = 0.92$$

$$\text{Potencia básica} = .5 \times 1.25 \times .92$$

Potencia básica = .575

C.-Selección del tamaño del cople.-

Conociendo la potencia básica y las flechas del motorreductor y de las ruedas de cadena de la tabla escogemos el tamaño 4F.

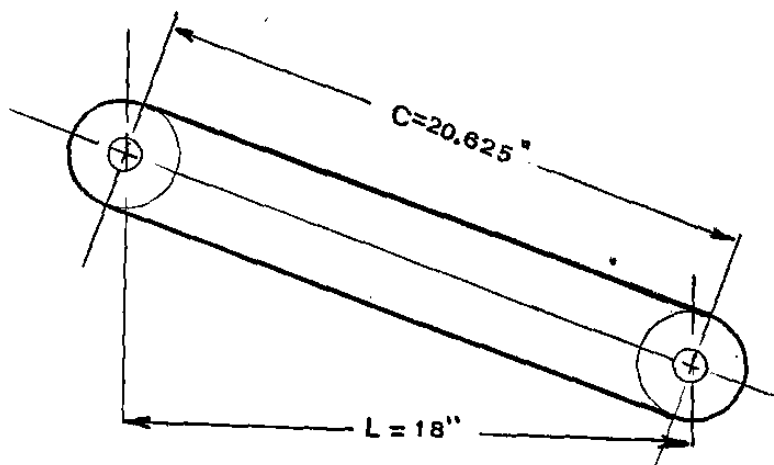
Por consiguiente seleccionaremos:

**Cople Steelflex tipo 4F**

\*\*\*\*\*

## 3.1.3.-SELECCION DE CADENAS Y RUEDAS DE CADENAS.-

## 3.1.3.1.-Del área de procesamiento.-



Pasos a seguir:

## A.-Determinación del HP de diseño.-

$$\text{HP diseño} = \text{HP} \times \text{f.s.} \times \text{Tipo de cadena}$$

donde:

f.s. = es el factor de servicio, dependiendo de la clase de carga y el tipo de fuente motriz.

Para cargas uniformes y utilizando motor eléctrico como fuente motriz, f.s. = 1.0

Tipo de cadena

Simple	1
Doble	1.7
Triple	2.5
Cuadruple	3.3

Por consiguiente:

$$\text{HP diseño} = \frac{.5 \times 1}{1} = .5$$



B.-Determinación de la medida de la rueda de cadena pequeño.-Usando los HP de diseño del paso anterior y las RPM del eje de alta velocidad,se busca en las tablas de capacidades en HP para las distintas cadenas de acuerdo a la velocidad y número de dientes de la rueda de cadena pequeño,obteniendo:

- 1.-Capacidad en HP igual o mayor que los HP de diseño.
- 2.-Perforación en la rueda de cadena suficiente para acomodar el eje de alta velocidad.
- 3.-Un número satisfactorio de dientes.

A menos que la velocidad sea baja,no es aconsejable usar una rueda de cadena con menos de 17 dientes en la rueda de cadena pequeña.Es a menudo preferible para un trabajo silencioso y larga vida seleccionar una rueda de cadena pequeño con un mayor número de dientes y con un paso mas corto,que el usar un número menor de dientes con un paso mas grande.

La selección de una rueda de cadena para operar a velocidades un poco mas abajo del máximo recomendado incrementaría en la transmisión una operación suave y silenciosa.

Por consiguiente:

Tenemos .5 HP de diseño y 68 RPM del eje de alta velocidad.

Como se tiene una velocidad baja, y se requiere una rueda de cadena pequeño,seleccionaremos el mas pequeño con mayor número de dientes y mas cercano a

0.5 HP.

RPM	N°de dientes de la rueda de cadena pequeño	HP	Paso	B.D.
68	22	.51	1/2	3.200"
	12	.65	5/8	2.015"
	11	1.00	3/4	2.193"
	11	2.36	1	2.924"

En la tabla se tabulo la relación de ruedas de cadena, teniendo en consideración la misma RPM y el HP mas cercano a 0.5 HP.

De esta tabla seleccionamos, la cadena STD. ASA N° 50, de paso 5/8", porque es la mas pequeña y la mas cercana a 0.5 HP.

C.-Determinación de la rueda de cadena grande.-Considerando una relación de velocidad de  $m_g = 1$

Por consiguiente:

N°de dientes de la rueda grande =  $m_g \times$  N°de dientes de la rueda pequeño

N°de dientes de la rueda de cadena grande = 12

Por consiguiente seleccionamos:

Cadena STD. ASA N°50 paso 5/8" y 2 ruedas de cadenas de las siguientes características:

N°de dientes	12
P.D	2.415"
O.D.	2.710"

B.D.	2.015"
R.d.	.4"

D.-Cálculo de la longitud de la cadena.-Para calcular la longitud de la cadena en eslabones use la formula dada, si el resultado incluye una parte fraccional de un eslabón, sera necesario seleccionar un número entero de eslabones. Un número impar de eslabones requiere el uso de un medio eslabón el cual no es generalmente deseable Para obtener la longitud de la cadena en pulgadas multiplique el número de eslabones por el paso de la cadena.

$$L = \frac{2C}{P} + \frac{T+t}{2} + \frac{KP}{C}$$

donde:

L = Longitud de la cadena en eslabones.

C = Distancia entre centros en pulgadas.

P = Paso de la cadena en pulgadas.

T = N°de dientes en la rueda de cadena grande.

t = N°de dientes en la rueda de cadena pequeño.

K = Factor de la tabla T-t real.

Por consiguiente:

$$P = 5/8"$$

$$C = 20.59"$$

$$T \text{ y } t = 12$$

$$K = 0$$

$$L = \frac{2(20.59)}{.625} + \frac{12 + 12}{2}$$

$$L = 77.89 \quad \text{seleccionar } 78 \text{ eslabones}$$

$$\text{Long. de la cadena en pulg.} = 78 \times 5/8 = 48.75"$$

E.-Cálculo de la distancia entre centros.-Para encontrar la distancia entre centros de una cadena bien ajustada teniendo un mínimo de holgura inicial se usa esta formula:

$$C = \frac{L - \frac{T - t}{2} + \sqrt{\left(L - \frac{T - t}{2}\right)^2 - M}}{4} \times P$$

donde:

C = Distancia entre centros en pulgadas.

L = Longitud de la cadena en eslabones.

T = N°de dientes de la rueda de cadena grande.

t = N°de dientes de la rueda de cadena pequeño.

M = Factor de la tabla T - t real.

P = Paso de la cadena en pulgadas.

Por consiguiente:

$$L = 78$$

$$M = 0$$

$$C = \frac{78 - \frac{12 + 12}{2} + \sqrt{\left(78 - \frac{12 + 12}{2}\right)^2}}{4} \times .625$$

$$C = 20.625''$$

Por consiguiente utilizaremos:

78 eslabones de cadena STD. ASA N°50

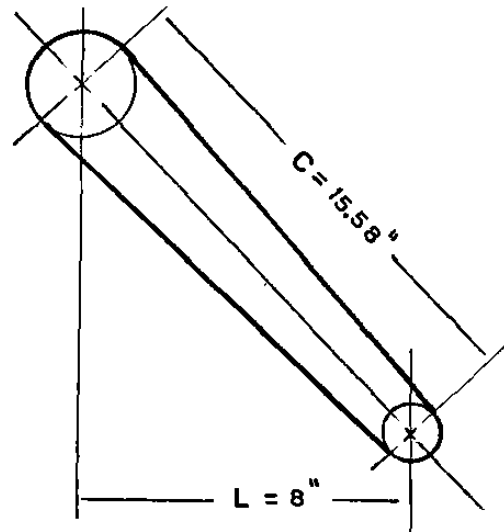
y la distancia entre centros 20.625''

3.1.3.2.-Del área de procesamiento.-

Pasos a seguir:

A.-Determinación del HP de diseño

HP diseño = 0.5 HP (ver 3.1.3.1.)



B.-Determinación de la medida de la rueda de cadena pequeño.- (ver 3.1.3.1.)

C.-Determinación de la medida de la rueda de cadena grande.- Como la relación de velocidad es  $m_g = 2$   
 N° de dientes de la rueda de cadena grande =  $12 \times 2 = 24$

D.-Cálculo de la longitud de la cadena.-

$$L = \frac{2C}{P} + \frac{T + t}{2} + \frac{K P}{C}$$

donde:

$$L = \frac{2(15.26)}{.625} + \frac{24 + 12}{2} + \frac{3.7(.625)}{15.26}$$

$L = 66.98$  seleccionar 68 eslabones

E.-Cálculo de la distancia entre centros.-

$$C = \frac{L - \frac{T + t}{2} + \sqrt{\left(L - \frac{T + t}{2}\right)^2 - M}}{4} \times P$$

donde:

$$C = \frac{68 - \frac{24 + 12}{2} + \sqrt{\left(68 - \frac{24 + 12}{2}\right)^2 - 29}}{4} \times .625$$

$$C = 15.58''$$

Por consiguiente utilizaremos:

68 eslabones de cadena STD. ASA N° 50  
 y la distancia entre centros es 15.58''

## 3.1.4.--SELECCION DEL ENGRANE CONICO.--

Como han de utilizarse engranes para transmitir- se movimiento entre ejes no paralelos, es necesario recurrir a los engranes cónicos para un ángulo entre ejes de 90°, los dientes deben ser generados para ser considerados como exactos, la relación de velocidad debe ser de 2 por consideraciones propias de nuestro diseño.

Procedimiento de cálculo específico para los engranes cónicos.-

1.-Número de dientes del engrane:  $N_g = 36$

2.-Número de dientes del piñón:  $N_p = 18$

3.-Paso diametral:  $P_d = 6$

4.-Angulo entre flechas:  $\Sigma = 90^\circ$

5.-Tipo de diente: cónico recto

6.-Relación de velocidad:  $m_g = \frac{N_g}{N_p} = \frac{36}{18} = 2$

7.-Diámetro de paso del engrane:  $D_g$

$$D_g = \frac{N_g}{P_d} = \frac{36}{6} = 6''$$

Diámetro de paso del piñón:  $D_p$

$$D_p = \frac{N_p}{P_d} = \frac{18}{6} = 3''$$

8.-Angulo de paso del piñón:  $\delta$

$$\delta = \arctan\left(\frac{N_p}{N_g}\right) = \arctan\left(\frac{18}{36}\right) = 26.56^\circ$$

Angulo de paso del engrane:  $\Gamma$

$$\Gamma = \arctan\left(\frac{N_g}{N_p}\right) = \arctan\left(\frac{36}{18}\right) = 63.43^\circ$$

9.-Distancia exterior del cono:  $A_o$

$$A_o = \frac{1}{2} (D_p + D_g)^{1/2} = \frac{1}{2} (3^2 + 6^2)^{1/2}$$

$$A_o = 3.35''$$

10.-Ancho de la cara:  $F$

$$F = \frac{A}{3} = \frac{3.35}{3} = 1.11$$

$$F = \frac{10}{P_d} = \frac{10}{6} = 1.66$$

$$F = 1.11''$$

Se usa el mas  
pequeño.

11.-Relación equivalente a  $90^\circ$ :  $m_{90^\circ}$

$$m_{90^\circ} = m_g = 2$$

12.-Altura de trabajo:  $h_k$

$$h_k = \frac{2.0}{P_d} = \frac{2}{6} = .33''$$

13.-Adendo del engrane:  $a_{og}$

$$a_{og} = \frac{.54}{P_d} + \frac{.46}{P_d m_{90}^2} = \frac{.54}{6} + \frac{.46}{6(2)^2} = .11''$$

Adendo del piñón:  $a_{op}$

$$a_{op} = h_k - a_{og} = .33 - .11 = .22''$$

14.-Altura total:  $h_t$

$$h_t = \frac{2.188}{P_d} + .002 = \frac{2.188}{6} + .002 = .37''$$

15.-Dedendo del engrane:  $b_{og}$

$$b_{og} = h_t - a_{og} = .37 - .11 = .26''$$

Dedendo del piñón:  $b_{op}$

$$b_{op} = h_t - a_{op} = .37 - .22 = .15''$$

16.-Angulo de presión:  $\phi = 20^\circ$

17.-Angulo de dedendo del engrane:  $\delta_g$

$$\delta_g = \arctan \frac{b_{og}}{A} = \arctan \frac{.26}{3.35} = 4.44^\circ$$

Angulo de dedendo del piñón:  $\delta_p$

$$\delta_p = \arctan \frac{b_{op}}{A} = \arctan \frac{.15}{3.35} = 2.56^\circ$$

18.-Angulo de la cara del piñón:  $\gamma_o$

$$\gamma_o = \gamma + \delta_g = 26.56^\circ + 4.44^\circ = 31^\circ$$

Angulo de la cara del engrane:  $\Gamma_o$

$$\Gamma_o = \Gamma + \delta_p = 63.43^\circ + 2.56^\circ = 65.99^\circ$$

19.-Diámetro exterior del piñón:  $D_{op}$

$$\begin{aligned} D_{op} &= D_p + 2 a_{op} \cos \gamma = 3 + 2(.22) \cos 26.56^\circ \\ &= 3.4'' \end{aligned}$$

Diámetro exterior del engrane:  $D_{og}$

$$\begin{aligned} D_{og} &= D_g + 2 a_{og} \cos \Gamma = 6 + 2(.11) \cos 63.43^\circ \\ &= 6.1'' \end{aligned}$$

20.-Vertice del cono de paso de la corona del piñón:

$$\begin{aligned} X_{op} &= \frac{D_g}{2} - a_{op} \sin \gamma = 6/2 - .22 \sin 26.56^\circ \\ &= 2.9'' \end{aligned}$$



Vertice del cono de paso de la corona del engrane:

$$X_{og} = \frac{D_p}{2} - a_{og} \operatorname{sen} \Gamma = 3/2 - .11 \operatorname{sen} 63.43^\circ$$

$$= 1.4''$$

21.-Angulo de raiz del piñón: R

$$\delta_R = \delta - \delta_p = 26.56^\circ - 2.56^\circ = 24^\circ$$

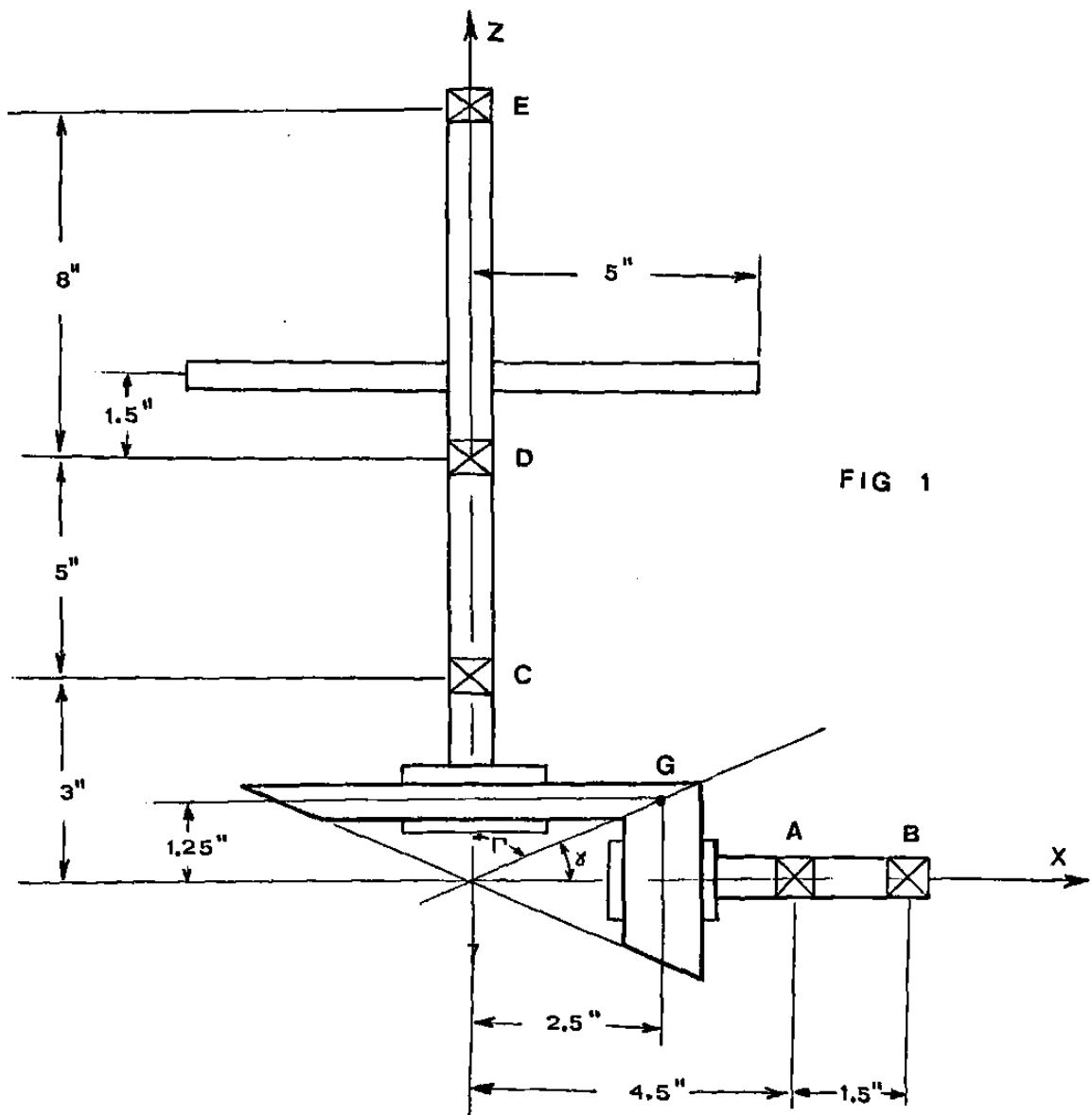
Angulo de raiz de engrane: R

$$\Gamma_R = \Gamma - \delta_g = 63.43^\circ - 4.44^\circ = 58.99^\circ$$

\*\*\*\*\*

### 3.1.5.-ANÁLISIS DE FUERZAS SOBRE LOS ENGRANES CONICOS Y APOYOS.-

Al determinar las cargas sobre el eje y los cojinetes la práctica usual es utilizar la carga tangencial (o a transmitir) que habría si todas las fuerzas estuvieran concentradas en el punto medio del diente. En tanto que la fuerza resultante real se produce en algún sitio entre el punto medio y el extremo mayor; se comete solo un pequeño error al adoptar esta hipótesis.



En la fig. 1 se muestra la distancia de montaje, la localización de todos los cojinetes, y los radios de paso medio del piñón y el engrane.

El radio de paso medio:  $r_p$  medio

$$r_p \text{ medio} = r_p - \frac{F}{2} \operatorname{sen} \delta = 1.5 - \frac{1.11}{2} \operatorname{sen} 26.56^\circ$$

$$r_p \text{ medio} = 1.25''$$

La velocidad en la línea de paso correspondiente al radio de paso medio:  $V$

$$V = \frac{2 \pi r_p n}{12} = \frac{2 \pi (1.25) 68}{12} = 44.5 \text{ pie/mint}$$

Por consiguiente la carga transmitida es:

$$W_t = \frac{33,000 \times \text{HP}}{V} = \frac{33,000 \times .5}{44.5}$$

$$W_t = 370.8 \text{ libras}$$

La carga transmitida actúa en la dirección positiva de  $Z$ , como se indica en la fig. 3

Luego se tiene que:

La carga radial:  $W_r$

$$W_r = W_t \tan \phi \cos \Gamma = 370.8 \tan 20^\circ \cos 63.43^\circ$$

$$W_r = 60.4 \text{ libras}$$

La carga axial:  $W_a$

$$W_a = W_t \tan \phi \operatorname{sen} \Gamma = 370.8 \tan 20^\circ \operatorname{sen} 63.43^\circ$$

$$W_a = 120.7 \text{ libras}$$

La carga radial ( $W_r$ ) esta en la dirección  $-Y$ , y la carga axial ( $W_a$ ) esta en la dirección  $X$ , como se ilustra en el croquis isométrico de la fig. 3

Fuerzas que actúan sobre el piñón y el engrane.-

Para el piñón:

$$W_t = 370.8 \text{ libras} = 1646.4 \text{ Newtos}$$

$$W_r = W_t \tan\phi \cos\gamma = (370.8)(\tan 20^\circ)(\cos 26.56^\circ)$$

$$= 120.7 \text{ libras} = 535.9 \text{ Newtons}$$

$$W_a = W_t \tan\phi \sin\gamma = (370.8)(\tan 20^\circ)(\sin 26.56^\circ)$$

$$= 60.4 \text{ libras} = 268.2 \text{ Newtons}$$

Para el engrane:

$$W_t = 370.8 \text{ libras} = 1646.4 \text{ Newtons}$$

$$W_r = W_t \tan\phi \cos\Gamma = (370.8)(\tan 20^\circ)(\cos 63.43^\circ)$$

$$= 60.4 \text{ libras} = 268.2 \text{ Newtons}$$

$$W_a = W_t \tan\phi \sin\Gamma = (370.8)(\tan 20^\circ)(\sin 63.43^\circ)$$

$$= 120.7 \text{ libras} = 535.9 \text{ Newtons}$$

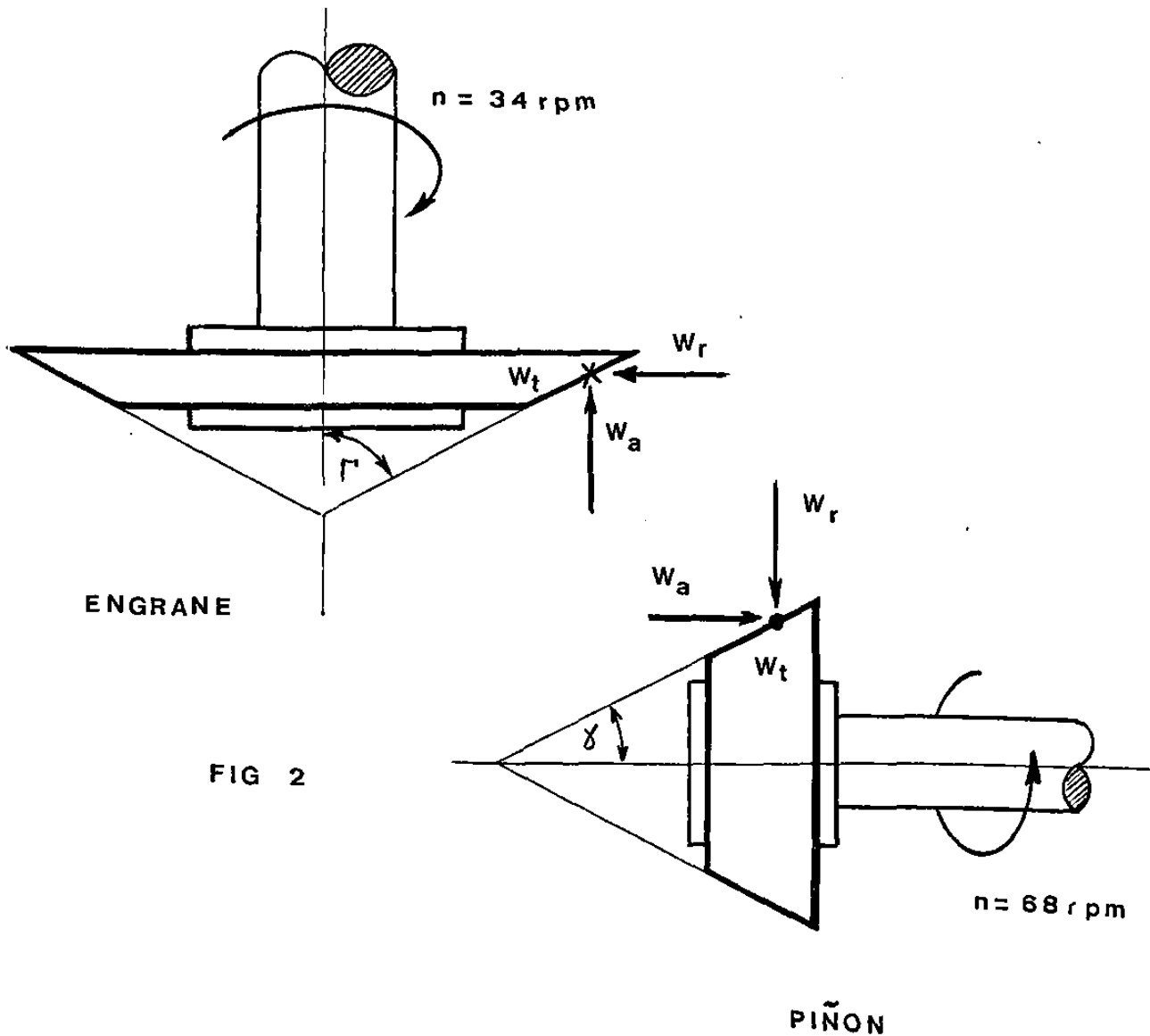


FIG 2

Cálculo de las fuerzas de apoyo que actúan sobre el eje del piñón.-

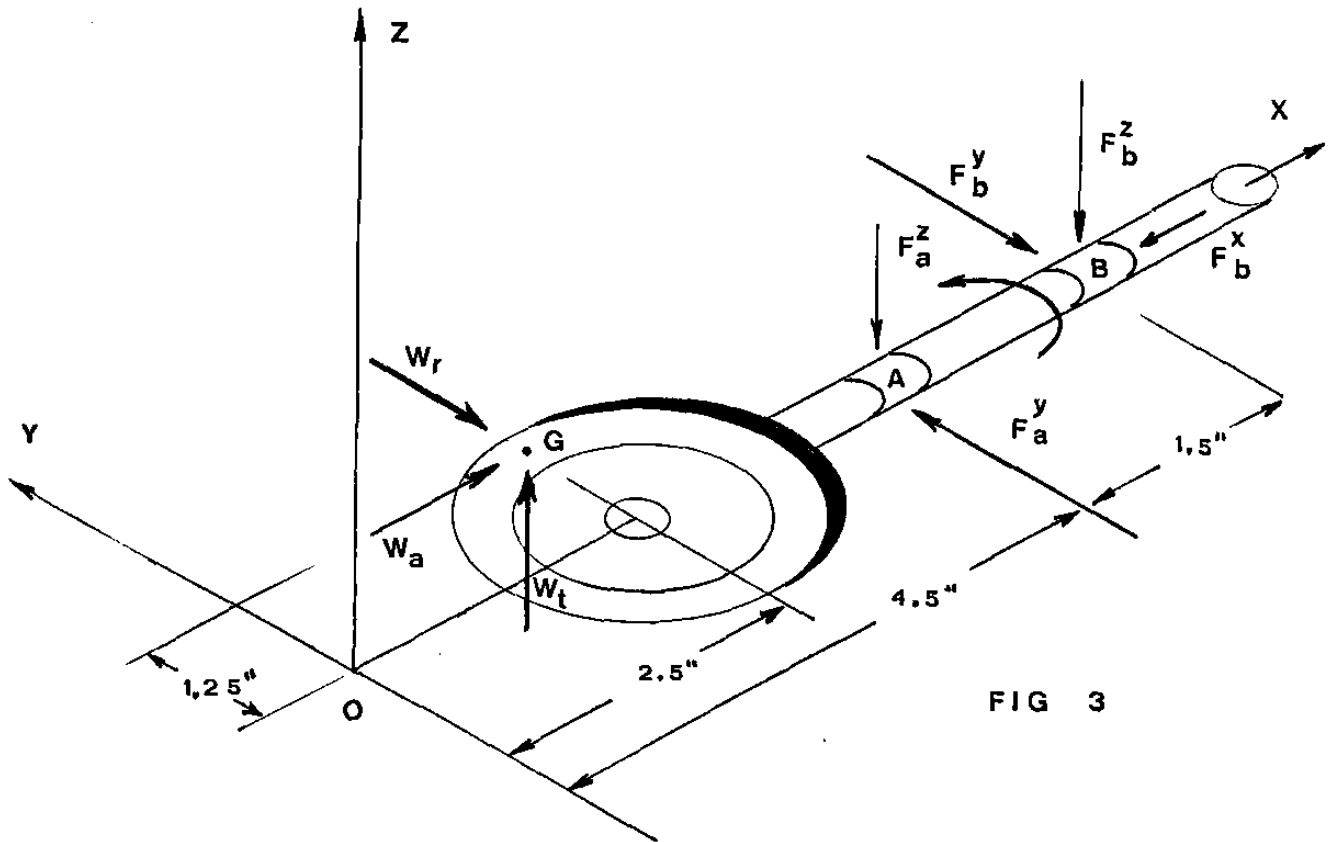


FIG 3

La fuerza resultante sobre el piñón será:

$$W = W_a \bar{i} - W_r \bar{j} + W_t \bar{k}$$

$$W = 60.4 \bar{i} - 120.7 \bar{j} + 370.8 \bar{k}$$

Como preparación para efectuar una suma de momentos con respecto al cojinete B, se define el factor de posición de B a G como:

$$R_g = 2.5 \bar{i} - (4.5 + 1.5) \bar{i} - (-1.25 \bar{j}) = -3.5 \bar{i} + 1.25 \bar{j}$$

También se requerirá un vector de B hasta A

$$R_a = -1.5 \bar{i}$$

Luego sumando momentos respecto a B se tiene:

$$R_g \times W + R_a \times F_a + T = 0 \dots\dots\dots (1)$$

Sustituyendo las componentes en la ecuación (1) se tiene:

$$(-3.5\bar{i} + 1.25\bar{j}) \times (60.4\bar{i} - 120.7\bar{j} + 370.8\bar{k}) + (-1.5\bar{i}) \times (F_{aj}\bar{j} + F_{ak}\bar{k}) - T\bar{i} = 0 \dots\dots\dots (2)$$

Despues de formar los dos productos de cruz la ecuación queda:

$$(465.5\bar{i} + 1297.8\bar{j} + 347\bar{k}) + (1.5F_{aj}\bar{z} - 1.5F_{ak}\bar{y}) - T\bar{i} = 0$$

de donde:

$$\left. \begin{aligned} T &= 465.5 \text{ lib-pulg} \\ F_a &= -865.2 \text{ lib} \\ F_a &= 231.3 \text{ lib} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (3)$$

Sumando ahora las fuerzas e igualando a cero

$$F_a + F_b + W = 0 \dots\dots\dots (4)$$

Sustituyendo las componentes en la ecuación (4) da:

$$(231.3\bar{j} - 865.2\bar{k}) + (-F_b\bar{i} - F_b\bar{j} + F_b\bar{k}) + (60.4\bar{i} - 120.7\bar{j} + 370.8\bar{k}) = 0 \dots\dots\dots (5)$$

Reagrupando:

$$(60.4 - F_b)\bar{i} + (110.6 - F_b)\bar{j} + (-494.4 + F_b)\bar{k} = 0$$

Luego de la ecuación (3) y (5) se tiene:

$$\begin{aligned} F_b &= 60.4\bar{i} + 110.6\bar{j} + 494.4\bar{k} \text{ libras} \\ &= 268.2\bar{i} + 491.1\bar{j} + 2195.1\bar{k} \text{ Newtos} \\ F_a &= 231.3\bar{j} - 865.2\bar{k} \text{ libras} \\ &= 1027\bar{j} - 3841.5\bar{k} \text{ Newtos} \end{aligned}$$

\*\*\*\*\*

3.1.6.-ANALISIS DE LAS FUERZAS QUE ACTUAN SOBRE LOS CENTROS DE LOS COJINETES DEL EJE DE TRANSMISION.\_

Las cargas que actuan sobre el eje de transmisi3n se muestran en la fig. 4 y son las siguientes:

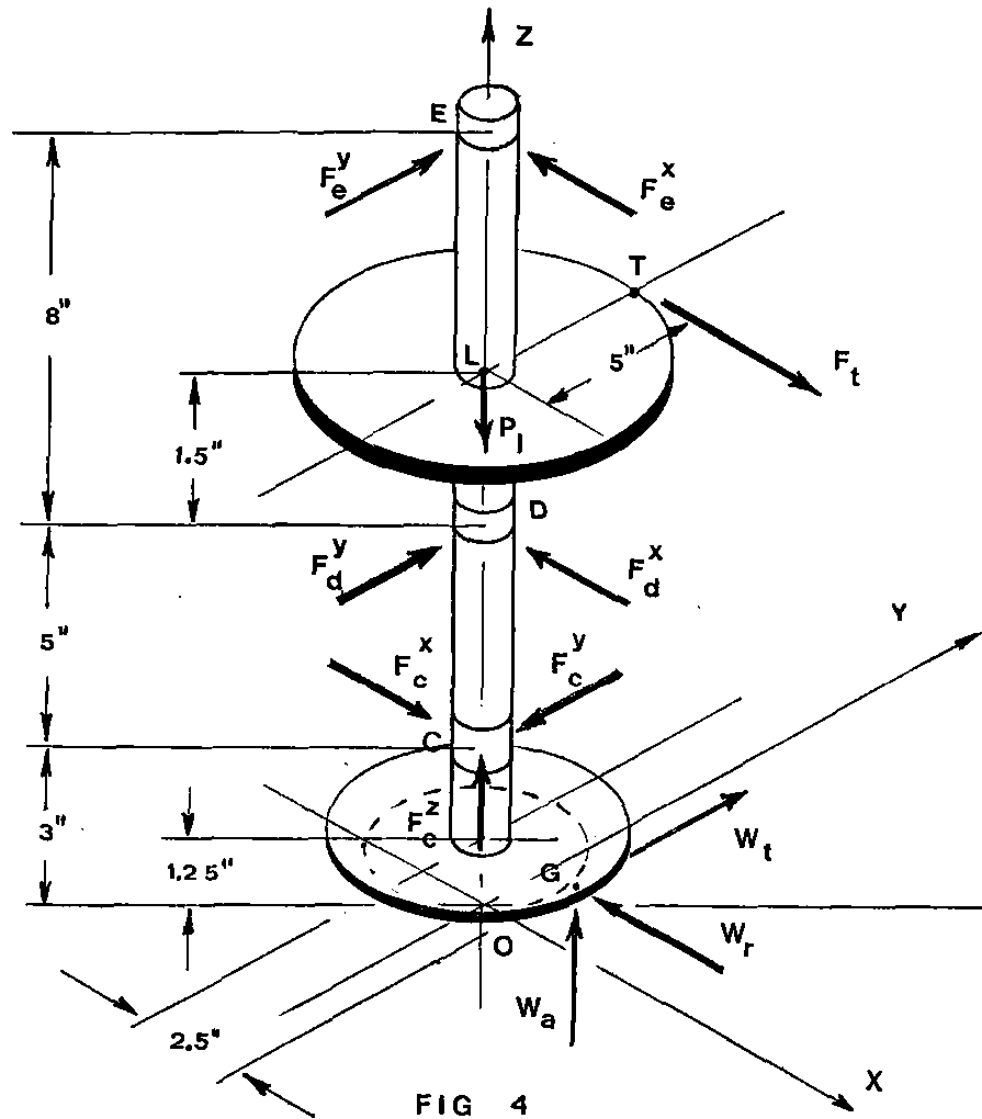


FIG 4

Carga que actua sobre el eje en el punto L:  $P_L$

$$P_L = W_{cp} + 1/2W_t + W_g$$

en donde:

$W_{cp}$  = peso del conjunto procesador = 169.7 libras

$W_t$  = peso de las cadenas y las tazas = 80.6 libras

$W_g$  = peso del engrane cónico = 7.1 libras

$P$  = 217.1 libras

Carga aplicada al engrane cónico en G:  $W_g$

$W_g = -60.4\bar{i} + 370.8\bar{j} + 120.7\bar{k}$  libras

Carga aplicada a la rueda de cadena en T:  $F_t$

$F_t = 30.2\bar{i}$  libras

Para calcular las cargas aplicadas en los cojinetes C, D y E, aplicaremos las ecuaciones de equilibrio al sistema de fuerzas que actúa sobre el eje del área de procesamiento, tenemos:

$$\sum M_c = R_g \times W_g + R_d \times F_d + R_t \times F_t + R_e \times F_e + T = 0 \quad \text{..} \quad (1)$$

$$\sum M_d = R_g \times W_g + R_c \times F_c + R_t \times F_t + R_e \times F_e + T = 0 \quad \text{..} \quad (2)$$

$$\sum M_e = R_g \times W_g + R_c \times F_c + R_d \times F_d + R_t \times F_t + T = 0 \quad \text{..} \quad (3)$$

$$\sum F = F_c + F_d + F_e + T + W_g + P = 0 \quad \text{.....} \quad (4)$$

Para la ecuación (1) necesitamos lo siguiente:

Definir el factor de posición de C a G

$$R_g = 2.5\bar{i} - 1.75\bar{k}$$

Definir el factor de posición de C a D

$$R_d = 5\bar{k}$$

Definir el factor de posición de C a T

$$R_t = 5\bar{j} + 6.5\bar{k}$$

Definir el factor de posición de C a E

$$R_e = 13\bar{k}$$

Sustituyendo los componentes en la ecuación (1) se tiene:

$$(2.5\bar{i} - 1.75\bar{k}) \times (-60.4\bar{i} + 370.8\bar{j} + 120.7\bar{k}) + (5\bar{k}) \times (-F_d\bar{i} + F_d\bar{j}) + (5\bar{j} + 6.5\bar{k}) \times (30.2\bar{i}) + (13\bar{k}) \times$$



$$(-F_{Ei}^x + F_{Ej}^y) - T\bar{k} = 0$$

$$(649\bar{i} - 196\bar{j} + 927\bar{k}) + (-5F_{dj}^x - 5F_{di}^y) + (-151\bar{k} + 196\bar{j})$$

$$+ (-13F_{ej}^x - 13F_{ei}^y) - T\bar{k} = 0$$

Reagrupando:

$$(649 - 5F_d^y - 13F_e^y)\bar{i} + (-196 - 5F_d^x + 196 - 13F_e^x)\bar{j} +$$

$$(927 - 151 - T)\bar{k} = 0$$

De donde se tiene:

$$\left. \begin{aligned} T &= 776 \text{ lib-pulg} \\ 5F_d^y + 13F_e^y &= 649 \\ 5F_d^x + 13F_e^x &= 0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (1)$$

Para la ecuación (2) necesitamos lo siguiente:

Definir el factor de posición de D a G

$$R_g = 2.5\bar{i} - 6.75\bar{k}$$

Definir el factor de posición de D a C

$$R_c = -5\bar{k}$$

Definir el factor de posición de D a T

$$R_t = 5\bar{j} + 1.5\bar{k}$$

Definir el factor de posición de D a E

$$R_e = 9.5\bar{k}$$

Sustituyendo los componentes en la ecuación (2) se tiene:

$$(2.5\bar{i} - 6.75\bar{k}) \times (-60.4\bar{i} + 370\bar{j} + 120.7\bar{k}) + (-5\bar{k}) \times$$

$$(F_{ci}^x - F_{cj}^y + F_{ck}^z) + (5\bar{j} + 1.5\bar{k}) \times (30.2\bar{i}) + (9.5\bar{k}) \times$$

$$(-F_{ei}^x + F_{ej}^y) - T\bar{k} = 0$$

$$(2502.9\bar{i} + 105.9\bar{j} + 927\bar{k}) + (-5F_{cj}^x - 5F_{ci}^y) + (-151\bar{k} +$$

$$45.3\bar{j}) + (-9.5F_{ej}^x - 9.5F_{ei}^y) - T\bar{k} = 0$$

Reagrupando:

$$(2502.9 - 5F_c^y - 9.5F_e^y)\bar{i} + (105.9 - 5F_c^x + 45.3 - 9.5F_e^x)\bar{j} + (927 - 151 - T)\bar{k} = 0$$

De donde se tiene:

$$T = 776 \text{ lib-pulg}$$

$$5F_c^y + 9.5F_e^y = 2502.9$$

$$5F_c^x + 9.5F_e^x = 151.2$$

} ..... (11)

Para la ecuación (3) necesitamos lo siguiente:

Definir el factor de posición de E a G

$$R_g = 2.5\bar{i} - 14.75\bar{k}$$

Definir el factor de posición de E a C

$$R_c = -13\bar{k}$$

Definir el factor de posición de E a D

$$R_d = -8\bar{k}$$

Definir el factor de posición de E a T

$$R_t = 5\bar{j} - 6.5\bar{k}$$

Sustituyendo los componentes en la ecuación (3) se tiene:

$$(2.5\bar{i} - 14.7\bar{k}) \times (-60.4\bar{i} + 370.8\bar{j} + 120.7\bar{k}) + (-13\bar{k}) \times (F_c^x\bar{i} - F_c^y\bar{j} + F_c^z\bar{k}) + (-8\bar{k}) \times (-F_d^x\bar{i} + F_d^y\bar{j}) + (5\bar{j} - 6.5\bar{k}) \times (30.2\bar{i}) - T\bar{k} = 0$$

$$(5469.3\bar{i} + 589.15\bar{j} + 927\bar{k}) + (-13F_c^x\bar{j} - 13F_c^y\bar{i}) + (8F_d^x\bar{j} + 8F_d^y\bar{i}) + (-151\bar{k} - 196.3\bar{j}) - T\bar{k} = 0$$

Reagrupando:

$$(5469.3 - 13F_c^y + 8F_d^y)\bar{i} + (589.15 - 13F_c^x + 8F_d^x - 196.3)\bar{j} + (927 - 151 - T)\bar{k} = 0$$

De donde se tiene:

$$T = 776 \text{ lib-pulg}$$

$$13F_C^X - 8F_D^X = 392.85$$

$$13F_C^Y - 8F_D^Y = 5469.3$$

..... (III)

De (I), (II) y (III) se tiene:

	$F_C^X$	$F_C^Y$	$F_D^X$	$F_D^Y$	$F_E^X$	$F_E^Y$	
1°	0	0	0	5	0	13	649
2°	0	0	5	0	13	0	0
3°	0	5	0	0	0	9.5	2502.9
4°	5	0	0	0	9.5	0	151.2
5°	13	0	-8	0	0	0	392.85
6°	0	13	0	-8	0	0	5469.3

Como tenemos 6 incógnitas, con 6 ecuaciones, hemos dispuesto las ecuaciones de modo que las mismas variables aparecen en las columnas o líneas verticales.

Una vez formada la matriz del sistema se le convertirá a la forma escalonada como sigue:

Se suma al tercer renglón  $-9.5/13$  veces el primero.

Se suma al cuarto renglón  $-9.5/13$  veces el segundo.

Resultando lo siguiente:

1°	0	0	0	5	0	13	649
2°	0	0	5	0	13	0	0
3°	0	5	0	-3.65	0	0	2028.6
4°	5	0	-3.65	0	0	0	151.2
5°	13	0	-8	0	0	0	392.85
6°	0	13	0	-7	0	0	5469.3

Se suma el sexto renglón  $-13/5$  veces el tercero

Se suma al quinto renglón  $-13/5$  veces el cuarto

Resultando lo siguiente:

1°	0	0	0	5	0	13	649
2°	0	0	5	0	13	0	0
3°	0	5	0	-3.65	0	0	2028.6
4°	5	0	-3.65	0	0	0	151.2
5°	0	0	1.49	0	0	0	0
6°	0	0	0	1.49	0	0	194.9

Del renglón 6° se tiene:

$$1.49F_d^y = 194.9$$

$$F_d^y = 130.8 \text{ libras}$$

Del renglón 5° se tiene:

$$F_d^x = 0 \text{ libras}$$

Del renglón 3° se tiene:

$$5F_c^y - 3.65F_d^y = 2028.6$$

$$F_c^y = \frac{2028.6 + 3.65(130.8)}{5}$$

$$F_c^y = 501.6 \text{ libras}$$

Del renglón 1° se tiene:

$$5F_d^y + 13F_e^y = 649$$

$$F_e^y = \frac{649 - 5(130.8)}{13}$$

$$F_e^y = 0 \text{ libras}$$

Del renglón 2° se tiene:

$$5F_d^x + 13F_e^x = 0$$

$$F_e^x = 0 \text{ libras}$$

Del renglón 4° se tiene:

$$5F_c^x - 3.65F_d^x = 151.2$$

$$F_C^X = \frac{151.2}{5}$$

$$F_C^X = 30.2 \text{ libras}$$

En la ecuación (4) reemplazando valores tenemos:

$$(30.2\bar{i} - 501.2\bar{j} + F_C^Z\bar{k}) + (130.8\bar{j}) + (30.2\bar{i}) + (-60.4\bar{i} + 370.8\bar{j} + 120.7\bar{k}) + (-217.1\bar{k}) = 0$$

$$(F_C^Z + 120.7 - 217.1) = 0$$

$$F_C^Z = 96.4 \text{ libras}$$

Por consiguiente las fuerzas en los cojinetes C , I y E serán:

$$F_C = 30.2i - 501.6j + 96.4k \text{ libras}$$

$$= 134.1i - 2227.1j + 428.0k \text{ Newtos}$$

$$F_D = 130.8j \text{ libras}$$

$$= 580.8j \text{ Newtos}$$

$$F_E = 0 \text{ libras}$$

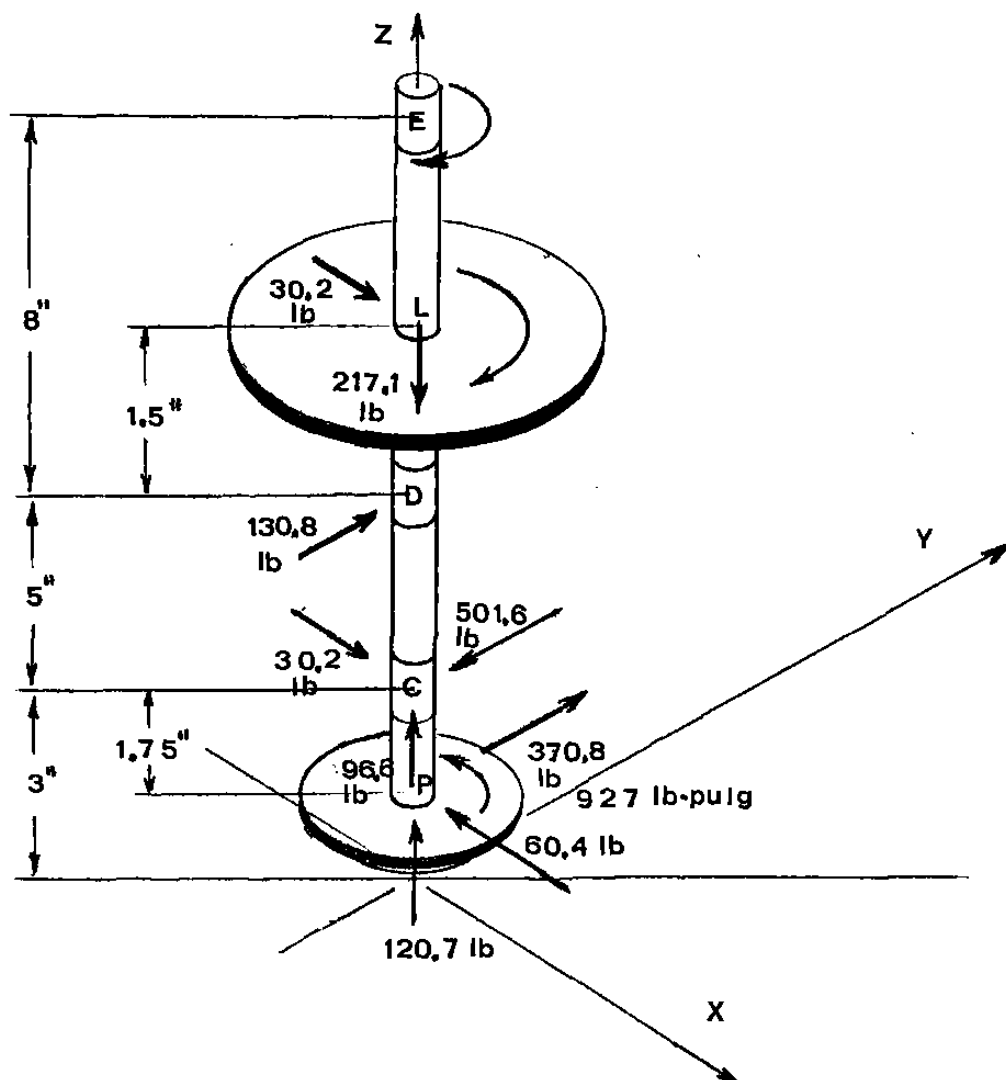
$$= 0 \text{ Newtos}$$

\*\*\*\*\*

### 3.1.7.-SELECCION DEL EJE DE TRANSMISION DEL AREA DE PROCESAMIENTO.

Consiste básicamente en la determinación del diámetro correcto del eje para asegurar rigidez y resistencia satisfactorias cuando el eje trasmite potencia en diferentes condiciones de carga y operación.

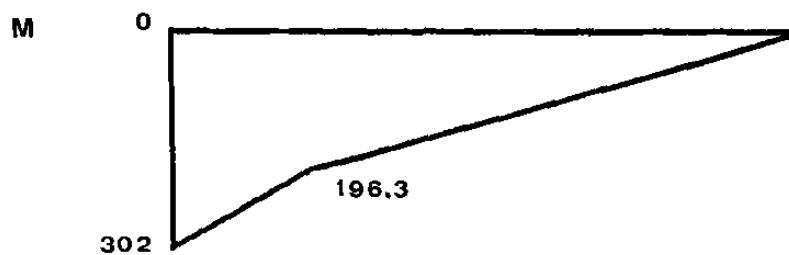
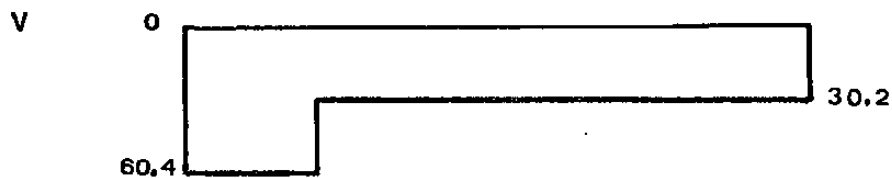
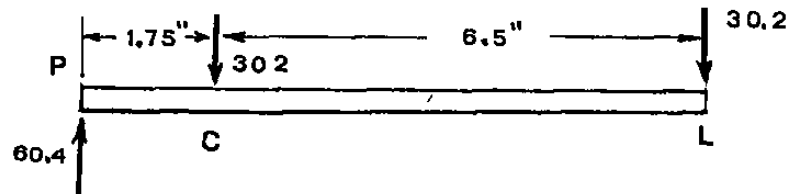
Segun 3.1.6. las fuerzas que actúan sobre el eje de transmisión son:



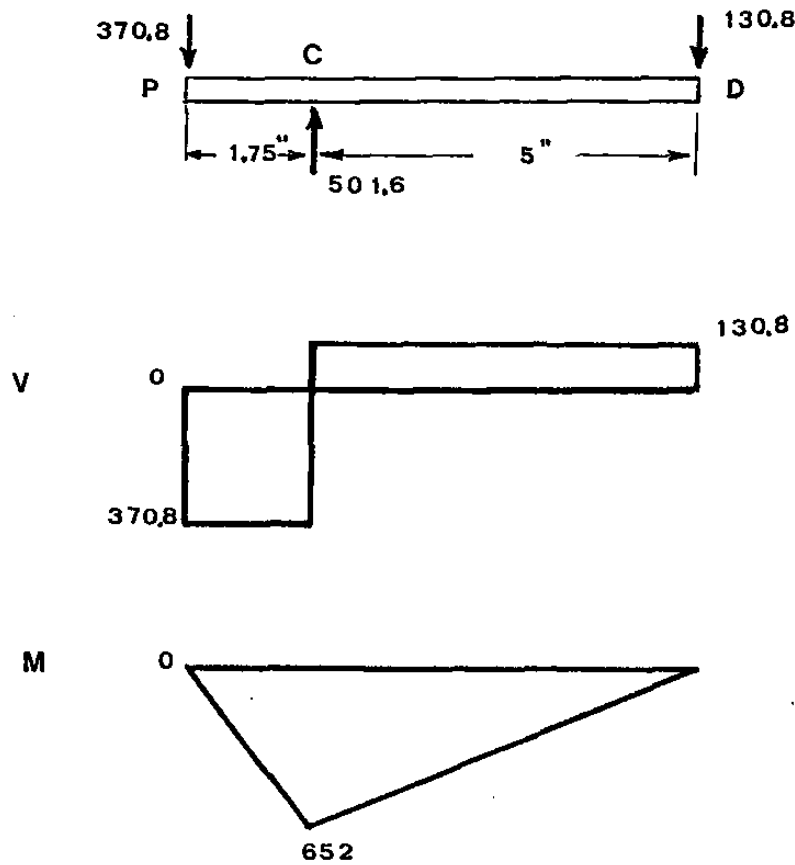
Los momentos de flexión y torsión son los factores principales que influyen en el diseño de ejes. Uno de los primeros pasos en el diseño de ejes es hacer el diagrama de momentos flectores del eje cargado o el diagrama combinado de momentos flectores, si las cargas que actúan sobre el eje están en más de un plano axial.

Cálculo de los momentos flectores: M

En el plano XZ:



En el plano YZ:



El momento flexionante máximo ocurre en C. El momento flexionante en C es la suma vectorial de los momentos en cada plano.

$$M_C = \left[ (M_{xz})^2 + (M_{yz})^2 \right]^{1/2}$$

$$M_C = \left[ (196)^2 + (652)^2 \right]^{1/2} = 681.2 \text{ lib-pulg.}$$

Por consiguiente el momento flector máximo es:

$$M = 681.2 \text{ lib-pulg}$$

Cálculo del momento torsor máximo: T

El momento torsor máximo se encuentra en el



punto P (ver 3.1.6)

$$T = 927 \text{ lib-pulg}$$

Si el eje de transmisión va a ser maquinada de material acero C1040 normalizado de las tablas obtenemos las siguientes propiedades.

$$S_u = 85,000 \text{ lib/pulg}^2$$

$$S_y = 50,000 \text{ lib/pulg}^2$$

donde:

$S_u$  = resistencia a la tensión.

$S_y$  = resistencia a la fluencia.

Debido a que no se tiene una información directa referente al límite de fatiga para el C1040 usamos la siguiente relación:

$$S_e = 0.5 S_u$$

Para acero forjado de  $S_u < 200,000 \text{ lib/pulg}^2$  y  $BHN < 400$

donde:

$S_e$  = esfuerzo límite de fatiga

$$S_e = \frac{85,000}{2} = 42,500 \text{ lib/pulg}^2$$

Aplicando diferentes teorías:

a).-Considerando unicamente cargas estáticas la ecuación

es:

$$d = \left\{ \left( \frac{32 n}{\pi S_y} \right) ( N^2 + T^2 )^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d = \left\{ \left( \frac{32 (2)}{\pi (50,000)} \right) ( 681.2^2 + 927^2 )^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d = .77 \text{ pulg.}$$

b).-Pero si se considera la fatiga se utiliza la

siguiente ecuación:

$$d = \left( \frac{32 M n}{\pi S_e} \right)^{1/3}$$

$$d = \left( \frac{32 (681.2) (2)}{\pi (42,500)} \right)^{1/3}$$

$$d = .68 \text{ pulg.}$$

Este resultado es menor que el anterior, lo que significa que un diámetro de .77 pulg. del eje, es mas seguro para cargas de fatiga y estática.

c).-Aplicando el método de SODERBERG que es mas conservador, su ecuación es:

$$d = \left\{ \frac{32 n}{\pi} \left[ \left( \frac{T}{S_y} \right)^2 + \left( \frac{M}{S_e} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d = \left\{ \frac{32(2)}{\pi} \left[ \left( \frac{927}{50,000} \right)^2 + \left( \frac{681.2}{42,500} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d = .80 \text{ pulg.}$$

Este resultado se basa en la teoría del esfuerzo cortante máximo.

d).-Aplicando la teoría de la energía de distorsión se considera:

$$d = \left\{ \frac{48(n)}{\pi} \left[ \left( \frac{T}{S_y} \right)^2 + \left( \frac{M}{S_e} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d = \left\{ \frac{48(2)}{\pi} \left[ \left( \frac{927}{50,000} \right)^2 + \left( \frac{681.2}{42,500} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d = .90 \text{ pulg.}$$

El presente resultado, con base en la teoría de la energía de distorsión, es sustancialmente la mas conservadora.

Por consiguiente el diámetro del eje se tomara entre 20 y 25mm. y el material sera acero C1040 normalizado.

\*\*\*\*\*

### 3.1.8.-SELECCION DE LOS COJINETES DE RODAMIENTOS.\_

Para seleccionar el tamaño del rodamiento para una determinada aplicación se selecciona en base a su capacidad de carga respecto a las cargas que ha de soportar y a los requisitos sobre duración y fiabilidad. En los cálculos se usa un valor numérico denominado capacidad de carga para expresar aquella cualidad del rodamiento para soportar cargas. En las tablas de rodamientos se indican los valores de las capacidades de carga dinámica C y estática Co.

Cuando un rodamiento bajo carga esta parado o funciona a velocidades muy bajas, su capacidad para soportar carga no viene determinado por la fatiga del material, sino por la deformación permanente en los puntos de contacto entre los elementos rodantes y los caminos de rodadura.

Por consiguiente para el cálculo de los rodamientos solamente hallaremos la carga estática Co porque nuestra velocidad de funcionamiento es relativamente baja (34 RPM para los cojinetes C y D, y 68 RPM para los cojinetes A y B).

#### Selección del cojinete A:

La fuerza que resiste es:

$$F_a = 231.3\bar{J} - 865.2\bar{k} \text{ libras}$$

$$F_a = 1027\bar{J} - 3841.5\bar{k} \text{ Newtons}$$

de donde se obtiene:

$$F_r = 3993 \text{ Newtons}$$

$$F_a = 0$$

Utilizando un rodamiento rígido de bolas.

Determinación de la carga estática:  $C_o$

$$P_o = .6 F_r + .5 F_a$$

donde:

$P_o$  = carga estática equivalente, en newtons

$F_r$  = carga radial real, en newtons

$F_a$  = carga axial real, en newtons

Cuando  $P_o < F_r$  tomar  $P_o = F_r$

Por consiguiente:

$$P_o = .6 ( 3993 ) = 2395$$

Como  $P_o < F_r$  tomamos

$$P_o = 3993 \text{ Newtons}$$

$$C_o = S_o P_o$$

donde:

$C_o$  = capacidad de carga estática, en newtons

$S_o$  = factor de seguridad estática

De la tabla se tiene  $S_o = 1.5$

$$C_o = 1.5 ( 3993 ) = 5990 \text{ Newtons}$$

Con los datos:

$$C_o = 5990 \text{ Newtons}$$

$$d = 20 \text{ mm.}$$

Entramos a la tabla de rodamientos de bolas rígidas y escogemos:

6204 Rodamiento rígido de bolas

Selección del cojinete B:

La fuerza que resiste es:

$$F_b = 60.4\bar{i} + 110.6\bar{j} + 494.4\bar{k} \text{ libras}$$

$$F_b = 268.3\bar{i} + 491.1\bar{j} + 2195.1\bar{k} \text{ Newtos}$$

de donde se obtiene:

$$F_r = 2258.9 \text{ Newtos}$$

$$F_a = 268.2 \text{ Newtos}$$

Utilizando un rodamiento de bolas con contacto angular.

Determinación de la carga estática:  $C_o$

$$P_o = .5 F_r + .26 F_a$$

Cuando  $P_o < F_r$  se toma  $P_o = F_r$

Por consiguiente:

$$P_o = .5 (2258.9) + .26 (268.2) = 1199.2$$

Como  $P_o < F_r$  tomamos

$$P_o = 2258.9 \text{ Newtos}$$

$$C_o = S_o P_o$$

$$C_o = (2258.9) (1.5)$$

$$C_o = 3388.3 \text{ Newtos}$$

Con los datos:

$$C_o = 3388.3 \text{ Newtos}$$

$$d = 20 \text{ mm.}$$

Entramos a la tabla de rodamientos de una hilera de bolas con contacto angular y escogemos:

7204 B rodamiento de una hilera de bolas con contacto angular.

Selección del cojinete C:

La fuerza que resiste es:

$$F_c = 30.2\bar{i} - 501.2\bar{j} + 96.4\bar{k} \text{ libras}$$

$$F_c = 134.1\bar{i} - 2227.1\bar{j} + 428.0\bar{k} \text{ Newtos}$$

de donde se obtiene:

$$F_r = 2239 \text{ Newtos}$$

$$F_a = 428.0 \text{ Newtos}$$

Utilizaremos un rodamiento de bolas con *contacto angular*.

Determinación de la carga estática:  $C_o$

$$P_o = .5 F_r + .26 F_a$$

$$P_o = .5 (2239) + .26 (428.0) = 1230.8$$

Como  $P_o < F_r$  tomamos

$$P_o = 2239 \text{ Newtos}$$

$$C_o = S_o P_o$$

$$C_o = (1.5) (2239)$$

$$C_o = 3358 \text{ Newtos}$$

Con los datos:

$$C_o = 3358 \text{ Newtos}$$

$$d = 25 \text{ mm.}$$

Entramos a la tabla de rodamientos de una hilera de bolas con *contacto angular* y escogemos:

7205 B rodamiento de una hilera de bolas con *contacto angular*.

Selección del cojinete D:

La fuerza que resiste es:

$$F_d = 130.8\bar{j} \text{ libras}$$

$$F_d = 580.8\bar{j} \text{ Newtos}$$

De donde se obtiene:

$$F_r = 580.8 \text{ Newtons}$$

$$F_a = 0$$

Utilizaremos un rodamiento rígido de bolas.

Determinación de la carga estática:  $C_o$

$$P_o = F_r = 580.8 \text{ Newtons}$$

$$C_o = P_o S_o$$

$$C_o = (580.8) (1.5)$$

$$C_o = 871.8 \text{ Newtons}$$

Con los datos:

$$C_o = 871.2 \text{ Newtons}$$

$$d = 25 \text{ mm.}$$

Entramos a la tabla de rodamiento rígido de bolas y escogemos:

61805 rodamiento rígido de bolas

\*\*\*\*\*

## 3.2.-AREA DE PROCESAMIENTO.\_

## 3.2.1.-SELECCION DE LA BANDA TRANSPORTADORA Y LAS RUEDAS DE CADENAS.\_

La banda transportadora, lleva consigo las medias tazas, y cada media taza estará embocinada a un rodillo en la parte externa la cual se desliza a todo lo largo de su recorrido en una riel.

Escogemos que la distancia entre las ruedas de cadena (uno de ellos en el área de procesamiento y el otro en el área de carga) sea de 36 pulgadas.

Las ruedas de cadena tendran las siguientes características:

Número de dientes = 24

Diámetro de paso = 7.661 pulg.

Diámetro exterior = 7.93 pulg.

Diámetro interior = 7.349 pulg.

Paso = 1 pulg.

Cálculo de la longitud de la banda transportadora.-

$$L = \frac{2 C}{P} + \frac{T + t}{2}$$

donde:

C = distancia entre centros: 36 pulg.

P = paso de la cadena en pulg.: 1 pulg.

T = N°de dientes de la rueda de cadena grande: 24

t = N°de dientes de la rueda de cadena pequeño: 24

$$L = \frac{2 (36)}{1} + \frac{24 + 24}{2}$$

L = 96 eslabones



Cálculo del número de las medias tazas.-Como tenemos que cada 2 eslabones existe una media taza abisagrada; por consiguiente tendremos:

48 medias tazas

Velocidad de la banda transportadora:pies/mint

$$V = \frac{\text{Paso} \times \text{N}^{\circ}\text{de dientes} \times \text{RPM}}{12}$$

$$V = \frac{1 \times 24 \times 34}{12}$$

$$V = 68 \text{ pies/mint}$$

$$V = 20.7264 \text{ m/mint}$$

\*\*\*\*\*

### 3.2.2.-DISEÑO DE LAS LEVAS CILINDRICAS.\_

Necesitamos diseñar dos levas cilíndricas una superior y otra inferior, cuya finalidad es que proporcione el movimiento vertical a las unidades deshuesadoras.

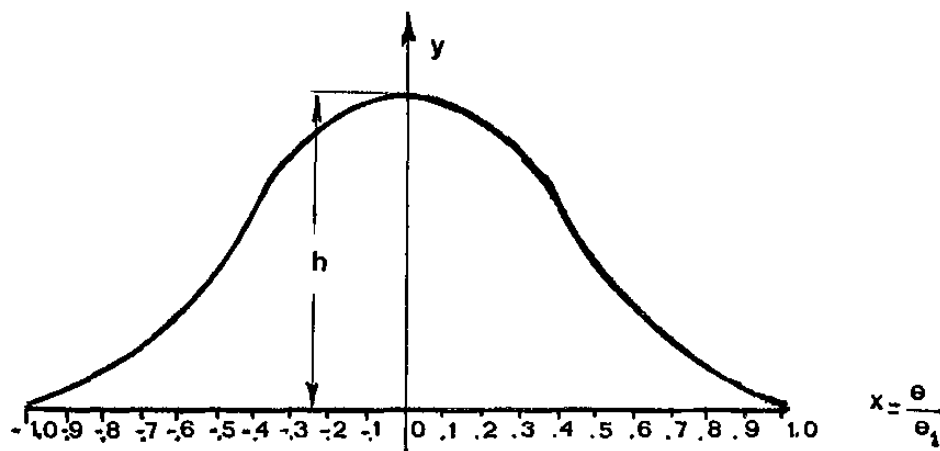
En cada leva cilíndrica se tendrá doce rodillos seguidores, unidos a las unidades deshuesadoras.

Las unidades deshuesadoras, 24 en total estarán unidas a las coronas cilíndricas mediante guías prismáticas deslizantes y giran conjuntamente con la rueda de cadena de la banda transportadora de las medias tazas.

Para eliminar las deficiencias de las curvas de movimiento básico como son los movimientos uniforme modificado, armónico, parabólico y cicloidal; utilizaremos una curva polinómica. Este tipo de líneas puede adaptarse a cualquier tipo de leva.

La ecuación polinómica es la siguiente:

$$Y = C_0 + C_1X + C_2X^2 + C_3X^3 + C_4X^4 + C_5X^5$$



donde:

$\theta$  = rotación angular en la cual se encuentra el seguidor.

$\theta_1$  = rotación angular cuando ocurre la elevación  $h$ .

$X$  = representa un número sin dimensiones.

$C_n$  = constantes que dependen de las condiciones impuestas.

La ecuación polinómica se emplea para definir tantas condiciones como se desee, utilizando tantos términos como condiciones se impongan.

Considerando que la velocidad vertical del rodillo seguidor es cero al comenzar la subida, cuando  $Y = h$ , y al final del movimiento; además deseamos que la aceleración sea cero al comienzo y al final del movimiento.

Las condiciones de frontera luego serán:

Cuando  $X = 0$ ,  $Y = h$ ;  $Y' = \frac{dy}{dx} = 0$ ;

$$Y'' = \frac{d^2y}{dx^2} = 0 \dots\dots\dots (1)$$

Cuando  $X = 1$ ,  $Y = 0$ ;  $Y' = \frac{dy}{dx} = 0$ ;

$$Y'' = \frac{d^2y}{dx^2} = 0 \dots\dots\dots (2)$$

Cuando  $X = -1$ ,  $Y = 0$ ;  $Y' = \frac{dy}{dx} = 0$ ;

$$Y'' = \frac{d^2y}{dx^2} = 0 \dots\dots\dots (3)$$

Hay 6 condiciones para aplicarse en las ecuaciones siguientes:

$$Y = C_0 + C_1X + C_2X^2 + C_3X^3 + C_4X^4 + C_5X^5 \dots\dots\dots (4)$$

$$y' = \dot{X}C_1 + 2\dot{X}C_2 X + 3\dot{X}C_3 X^2 + 4\dot{X}C_4 X^3 + 5\dot{X}C_5 X^4 \dots \quad (5)$$

$$y'' = 2\ddot{X}C_2 + 6\ddot{X}C_3 X + 12\ddot{X}C_4 X^2 + 20\ddot{X}C_5 X^3 \dots \quad (6)$$

A.-Aplicando las condiciones de frontera (1) y (2) a las ecuaciones (4) , (5) , y (6) para el intervalo  $0 < X < 1$

$$C_0 = h$$

$$C_1 \dot{X} = 0$$

$$2\ddot{X}C_2 = 0$$

$$C_0 + C_1 + C_2 + C_3 + C_4 + C_5 = 0$$

$$\dot{X}C_1 + 2\dot{X}C_2 + 3\dot{X}C_3 + 4\dot{X}C_4 + 5\dot{X}C_5 = 0$$

$$2\ddot{X}C_2 + 6\ddot{X}C_3 + 12\ddot{X}C_4 + 20\ddot{X}C_5 = 0$$

Simplificando se tiene:

$$C_0 = h$$

$$C_1 = 0$$

$$C_2 = 0$$

$$C_0 + C_3 + C_4 + C_5 = 0$$

$$3C_3 + 4C_4 + 5C_5 = 0$$

$$6C_3 + 12C_4 + 20C_5 = 0$$

Como tenemos 4 incógnitas con 4 ecuaciones, hemos dispuesto las ecuaciones de modo que las mismas variables aparecen en las columnas o líneas verticales.

	$C_0$	$C_3$	$C_4$	$C_5$	
1°	1	0	0	0	h
2°	1	1	1	1	0
3°	0	3	4	5	0
4°	0	6	12	20	0

Una vez formada la matriz del sistema, se le convertirá a la forma escalonada como sigue:

Se suma al cuarto renglón -2 veces el tercero.

Se suma al segundo renglón -1 vez el primero.

$$\begin{array}{l} 1^\circ \\ 2^\circ \\ 3^\circ \\ 4^\circ \end{array} \left[ \begin{array}{ccccc} 1 & 0 & 0 & 0 & h \\ 0 & 1 & 1 & 1 & -h \\ 0 & 3 & 4 & 5 & 0 \\ 0 & 0 & 4 & 10 & 0 \end{array} \right]$$

Se suma al tercer renglón -3 veces el segundo.

$$\begin{array}{l} 1^\circ \\ 2^\circ \\ 3^\circ \\ 4^\circ \end{array} \left[ \begin{array}{ccccc} 1 & 0 & 0 & 0 & h \\ 0 & 1 & 1 & 1 & -h \\ 0 & 0 & 1 & 2 & 3h \\ 0 & 0 & 1 & 2.5 & 0 \end{array} \right]$$

De (4) :

$$C_4 = -2.5C_5$$

De (3) :

$$C_4 + 2C_5 = 3h = -2.5C_5 + 2C_5$$

$$C_5 = -6h, \quad C_4 = 15h$$

De (1) :

$$C_0 = h$$

De (2) :

$$C_3 + C_4 + C_5 = C_3 + 15h - 6h = -h$$

$$C_3 = -10h$$

Reemplazando en 4 se tiene:

$$Y = h - 10hX^3 + 15hX^4 - 6hX^5$$

$$Y = h ( 1 - 10X^3 + 15X^4 - 6X^5 )$$

Para el intervalo  $0 < X < 1$

B.-Aplicando las condiciones de frontera (1) y (3) a las ecuaciones (4), (5) y (6) para el intervalo  $-1 < X < 0$

$$C_0 = h$$

$$\dot{X}C_1 = 0$$

$$2\ddot{X}C_2 = 0$$

$$C_0 - C_1 + C_2 - C_3 + C_4 - C_5 = 0$$

$$\dot{X}C_1 - 2\dot{X}C_2 + 3\dot{X}C_3 - 4\dot{X}C_4 + 5\dot{X}C_5 = 0$$

$$2\ddot{X}C_2 - 6\ddot{X}C_3 + 12\ddot{X}C_4 - 20\ddot{X}C_5 = 0$$

Simplificando se tiene:

$$C_0 = h$$

$$C_1 = 0$$

$$C_2 = 0$$

$$C_0 - C_3 + C_4 - C_5 = 0$$

$$-6C_3 + 12C_4 - 20C_5 = 0$$

Reordenando se tiene:

$$\begin{array}{cccc} & C_0 & C_3 & C_4 & C_5 & \\ 1^\circ & \left[ \begin{array}{ccccc} 1 & 0 & 0 & 0 & h \\ 2^\circ & 1 & -1 & 1 & -1 & 0 \\ 3^\circ & 0 & 3 & -4 & 5 & 0 \\ 4^\circ & 0 & -6 & 12 & -20 & 0 \end{array} \right] \end{array}$$

Convirtiendo a la forma escalonada se tiene:

Se suma al cuarto renglón 2 veces la

tercera.

Se suma al segundo renglón -1 vez la primera.

$$\begin{array}{l} 1^\circ \\ 2^\circ \\ 3^\circ \\ 4^\circ \end{array} \left[ \begin{array}{ccccc} 1 & 0 & 0 & 0 & h \\ 0 & -1 & 1 & -1 & -h \\ 0 & 3 & -4 & 5 & 0 \\ 0 & 0 & 4 & -10 & 0 \end{array} \right]$$

Se suma el tercer renglón 3 veces la segunda.

$$\begin{array}{l} 1^\circ \\ 2^\circ \\ 3^\circ \\ 4^\circ \end{array} \left[ \begin{array}{ccccc} 1 & 0 & 0 & 0 & h \\ 0 & 1 & -1 & 1 & h \\ 0 & 0 & 1 & -2 & 3h \\ 0 & 0 & 1 & -2.5 & 0 \end{array} \right]$$

De (1) :

$$C_0 = h$$

De (4) :

$$C_4 = 2.5C_5$$

De (3) :

$$C_4 - 2C_5 = 3h = 2.5C_5 - 2C_5 = .5C_5$$

$$C_5 = 6h$$

$$C_4 = 2.5(6h) = 15h$$

De (2) :

$$C_3 - C_4 + C_5 = h = C_3 - 15h + 6h = C_3 - 9h$$

$$C_3 = 10h$$

Reemplazando en (4) se tiene:

$$Y = h + 10hX^3 + 15hX^4 + 6hX^5$$

$$Y = h ( 1 + 10X^3 + 15X^4 + 6X^5 )$$

Para el intervalo  $-1 < X < 0$

La leva cilíndrica comprendera tres tramos:

- 1.-De  $330^\circ$  a  $30^\circ$  (reposo)
- 2.-De  $30^\circ$  a  $180^\circ$  (alejamiento)
- 3.-De  $180^\circ$  a  $330^\circ$  (acercamiento)

Con respecto al tramo 3 :

Dividiremos este tramo en 10 partes, cada parte tendra  $15^\circ$  por lo que tendremos:

$$e = 150^\circ$$

$$e_1 = 15^\circ, e_2 = 30^\circ, \dots \text{hasta } e_9 = 135^\circ, \dots$$

$$e_{10} = 150^\circ$$

Como:

$$X = \frac{e_1}{e} \implies X \text{ tendra valores de } X = .1 \text{ hasta}$$

$X = 1$  en intervalos de .1 y se aplicará:

$$Y = h ( 1 - 10X^3 + 15X^4 - 6X^5 )$$

( valido para  $0 < X < 1$  )

Con respecto al tramo 2 :

Tambien dividiremos en 10 partes, cada una de  $15^\circ$  por lo que tendremos:

$$e = 150^\circ$$

$$e_1 = -15^\circ, e_2 = -30^\circ, \dots \text{hasta } e_9 = -135^\circ, \dots$$

$$e_{10} = -150^\circ$$

Como:

$$X = \frac{-e_1}{e} \implies X \text{ tendra valores de } X = -.1$$

hasta  $X = -1$  en intervalos de .1 y se aplicará:



$$Y = ( 1 + 10X^3 + 15X^4 + 6X^5 )h$$

( valido para  $-1 < X < 0$  )

Aplicando las siguientes fórmulas tendremos los puntos de la posición de la leva.

Leva superior:

$$Y = 1.59 ( 1 - 10X^3 + 15X^4 - 6X^5 ) \text{ para } 0 < X < 1$$

$$Y = 1.59 ( 1 + 10X^3 + 15X^4 + 6X^5 ) \text{ para } -1 < X < 0$$

Leva inferior:

$$Y = -1.25 ( 1 - 10X^3 + 15X^4 - 6X^5 ) \text{ para } 0 < X < 1$$

$$Y = -1.25 ( 1 + 10X^3 + 15X^4 + 6X^5 ) \text{ para } -1 < X < 0$$

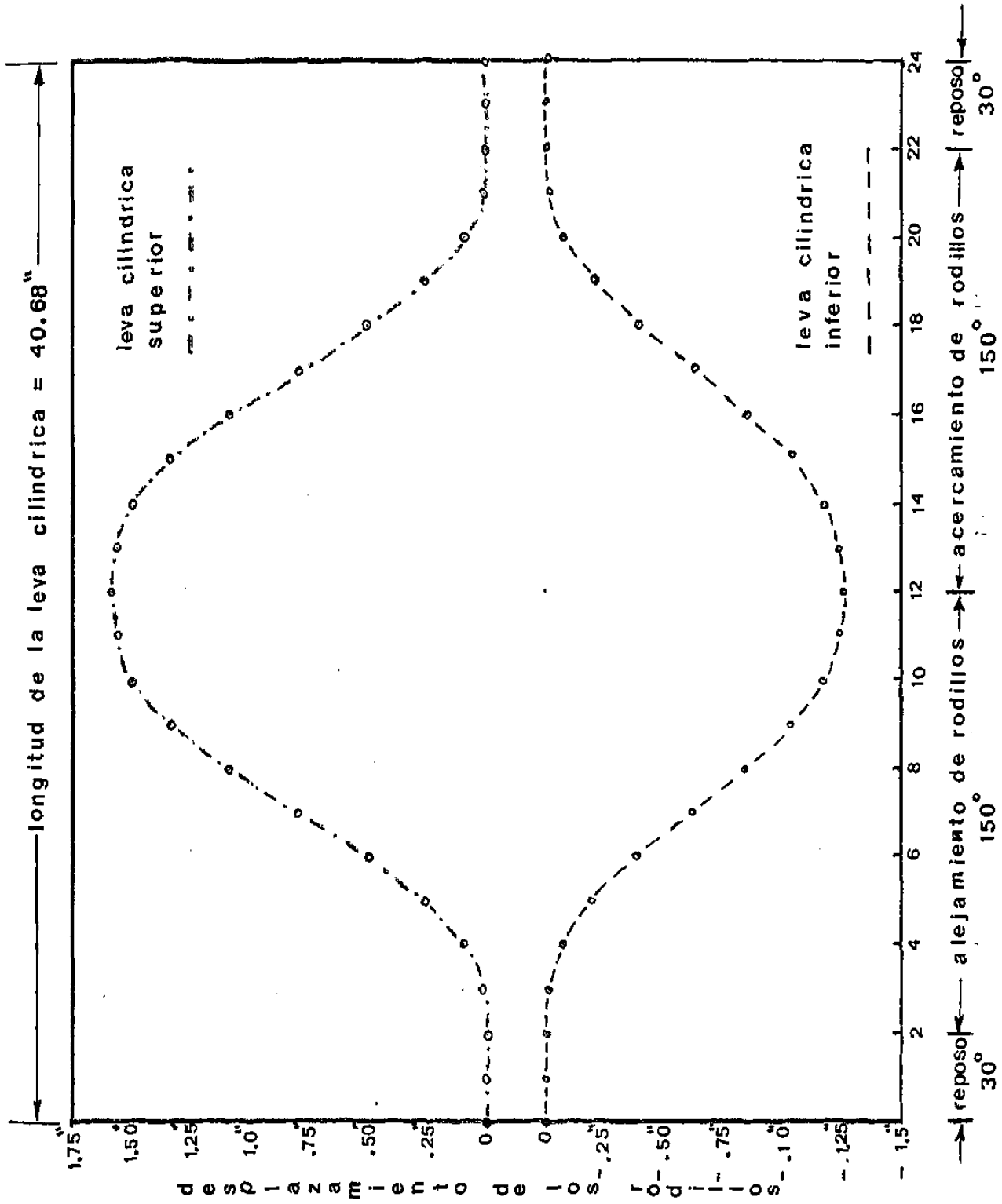
\*\*\*\*\*

## Posición de las levas

Tramo $-1 < X < 0$		Leva superior	Leva inferior
X = -1	$Y_{30^\circ}$	0	0
X = -.9	$Y_{45^\circ}$	.0136	-.0107
X = -.8	$Y_{60^\circ}$	.0920	-.0724
X = -.7	$Y_{75^\circ}$	.2592	-.2038
X = -.6	$Y_{90^\circ}$	.5047	-.3968
X = -.5	$Y_{105^\circ}$	.7950	-.6250
X = -.4	$Y_{120^\circ}$	1.0852	-.8532
X = -.3	$Y_{135^\circ}$	1.3307	-1.0461
X = -.2	$Y_{150^\circ}$	1.4979	-1.1776
X = -.1	$Y_{165^\circ}$	1.5763	-1.2393
X = 0	$Y_{180^\circ}$	1.5900	-1.2500

Tramo $0 < X < 1$		Leva superior	Leva inferior
X = 0	$Y_{180^\circ}$	1.5900	-1.2500
X = .1	$Y_{195^\circ}$	1.5763	-1.2393
X = .2	$Y_{210^\circ}$	1.4979	-1.1776
X = .3	$Y_{225^\circ}$	1.3307	-1.0461
X = .4	$Y_{240^\circ}$	1.0852	-.8532
X = .5	$Y_{255^\circ}$	.7950	-.6250
X = .6	$Y_{270^\circ}$	.5047	-.3968
X = .7	$Y_{285^\circ}$	.2592	-.2038
X = .8	$Y_{300^\circ}$	.0920	-.0724
X = .9	$Y_{315^\circ}$	.0136	-.0107
X = 1	$Y_{330^\circ}$	0	0

DESPLAZAMIENTO DE LAS LEVAS



## Velocidad de las levas

Tramo $-1 < X < 0$		Leva superior	Leva inferior
X = -1	Y <sub>30°</sub>	0	0
X = -.9	Y <sub>45°</sub>	.3864	-.3037
X = -.8	Y <sub>60°</sub>	1.2211	-.9600
X = -.7	Y <sub>75°</sub>	2.1036	-1.6537
X = -.6	Y <sub>90°</sub>	2.7475	-2.1600
X = -.5	Y <sub>105°</sub>	2.9812	-2.3437
X = -.4	Y <sub>120°</sub>	2.7475	-2.1600
X = -.3	Y <sub>135°</sub>	2.1036	-1.6537
X = -.2	Y <sub>150°</sub>	1.2211	-.9600
X = -.1	Y <sub>165°</sub>	.3864	-.3037
X = 0	Y <sub>180°</sub>	0	0

Tramo $0 < X < 1$		Leva superior	Leva inferior
X = 0	Y <sub>180°</sub>	0	0
X = .1	Y <sub>195°</sub>	-.3864	.3037
X = .2	Y <sub>210°</sub>	-1.2211	.9600
X = .3	Y <sub>225°</sub>	-2.1036	1.6537
X = .4	Y <sub>240°</sub>	-2.7475	2.1600
X = .5	Y <sub>255°</sub>	-2.9812	2.3437
X = .6	Y <sub>270°</sub>	-2.7475	2.1600
X = .7	Y <sub>285°</sub>	-2.1036	1.6537
X = .8	Y <sub>300°</sub>	-1.2211	.9600
X = .9	Y <sub>315°</sub>	-.3864	.3037
X = 1	Y <sub>330°</sub>	0	0

Aplicando las siguientes fórmulas tendremos los puntos de la velocidad de la leva.

Leva superior:

$$Y = 1.59 ( 30X^2 + 60X^3 + 30X^4 ) \text{ para } -1 < X < 0$$

$$Y = 1.59 ( -30X^2 + 60X^3 - 30X^4 ) \text{ para } 0 < X < 1$$

Leva inferior:

$$Y = -1.25 ( 30X^2 + 60X^3 + 30X^4 ) \text{ para } -1 < X < 0$$

$$Y = -1.25 ( -30X^2 + 60X^3 - 30X^4 ) \text{ para } 0 < X < 1$$

Fórmulas para encontrar los puntos de la aceleración de la leva.

Leva superior:

$$Y = 1.59 ( 60X + 180X^2 + 120X^3 ) \text{ para } -1 < X < 0$$

$$Y = 1.59 ( -60X + 180X^2 - 120X^3 ) \text{ para } 0 < X < 1$$

Leva inferior:

$$Y = -1.25 ( 60X + 180X^2 + 120X^3 ) \text{ para } -1 < X < 0$$

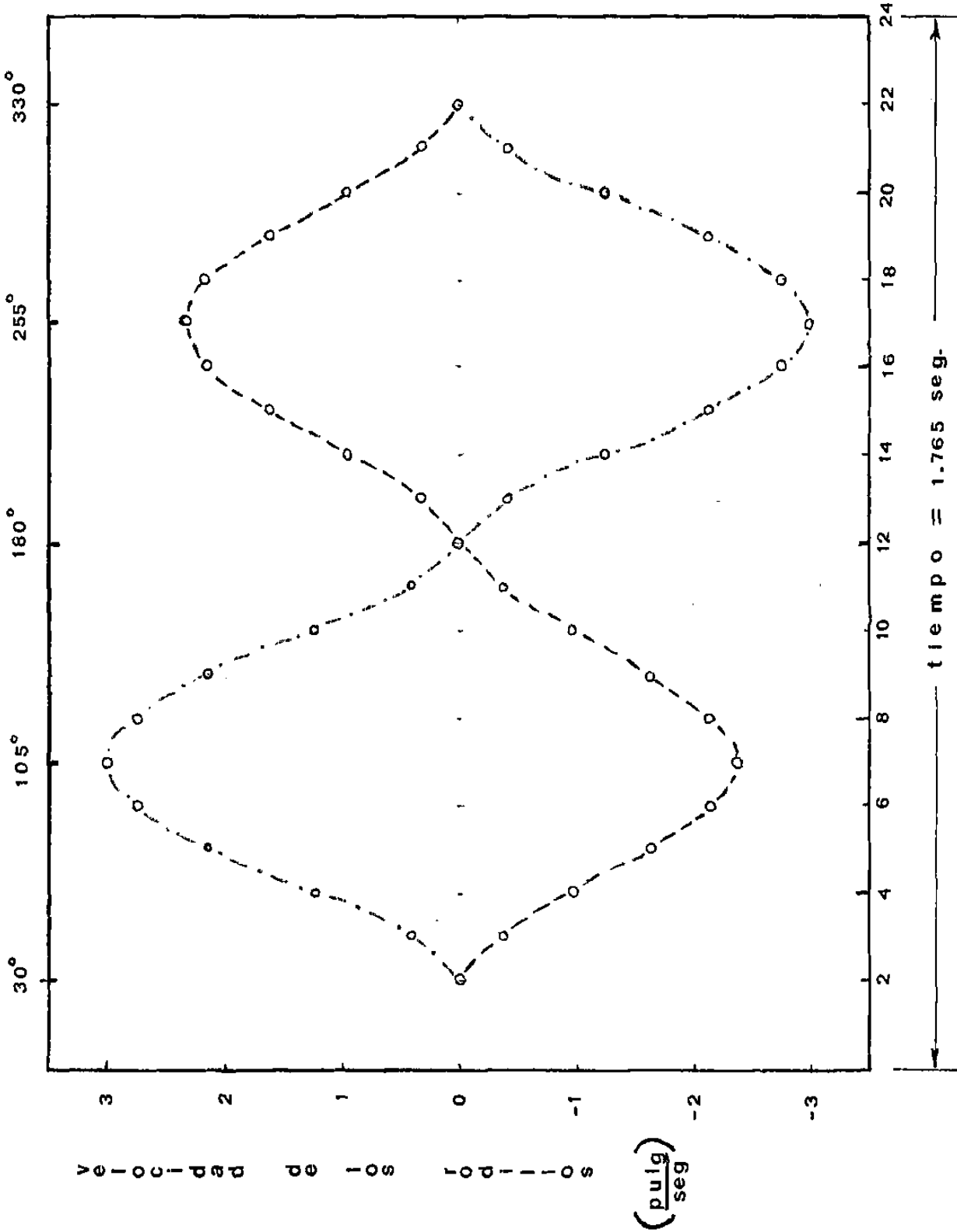
$$Y = -1.25 ( -60X + 180X^2 - 120X^3 ) \text{ para } 0 < X < 1$$

\*\*\*\*\*

leva superior  
- - - - -

leva inferior  
- - - - -

VELOCIDAD DE LAS LEVAS

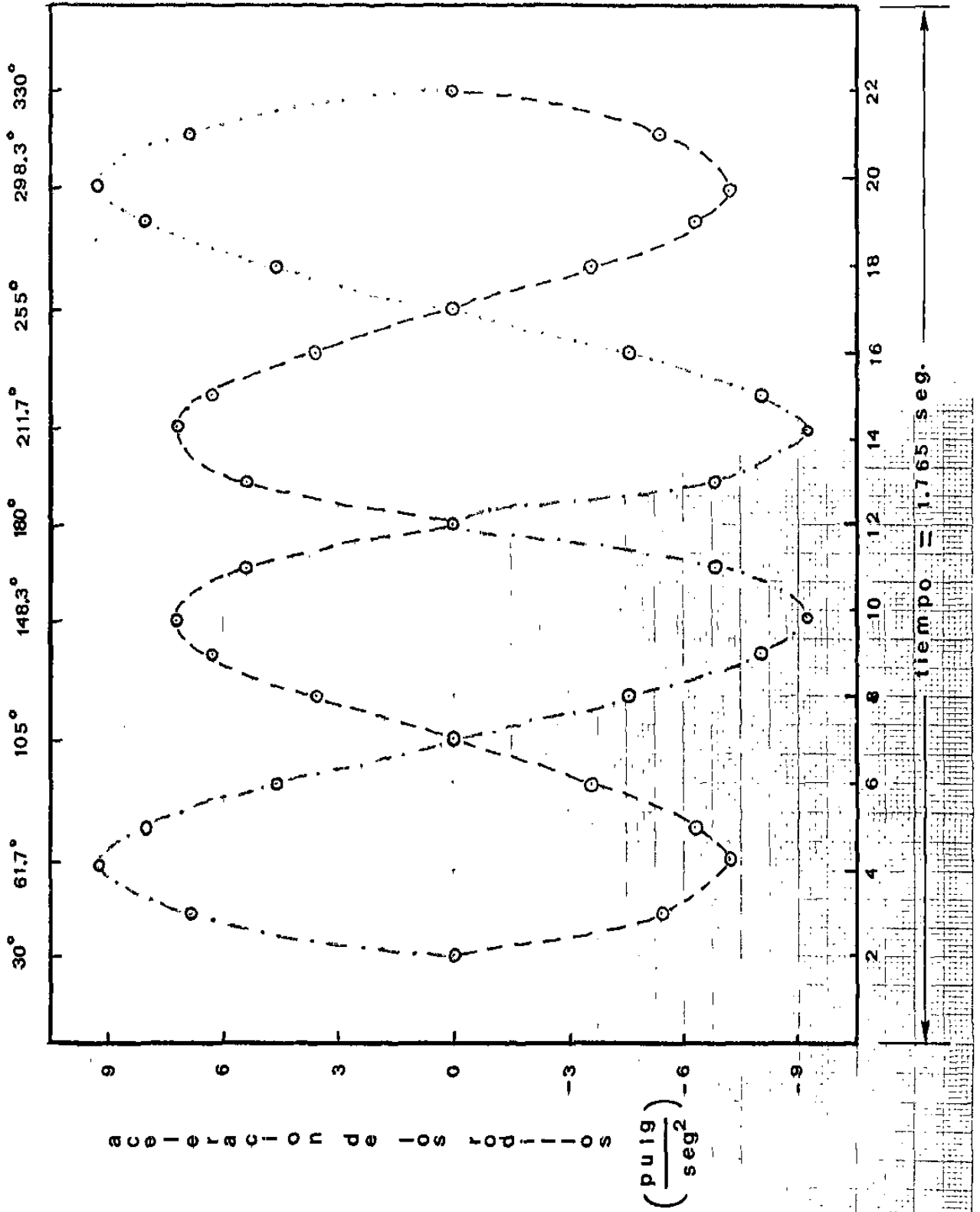


## Deflexión de los levos

Tramo $-1 < X < 0$		Levo superior	Levo inferior
$X = -1$	$Y_{30^\circ}$	0	0
$X = -.9$	$Y_{45^\circ}$	6.8688	5.4
$X = -.8$	$Y_{60^\circ}$	9.1584	7.2
$X = -.7$	$Y_{75^\circ}$	8.0136	6.3
$X = -.6$	$Y_{90^\circ}$	4.1792	3.6
$X = -.5$	$Y_{105^\circ}$	0	0
$X = -.4$	$Y_{120^\circ}$	-6.5792	-3.6
$X = -.3$	$Y_{135^\circ}$	-7.0136	-6.3
$X = -.2$	$Y_{150^\circ}$	-9.1584	-7.2
$X = -.1$	$Y_{165^\circ}$	-6.8688	-5.4
$X = 0$	$Y_{180^\circ}$	0	0

Tramo $0 < X < 1$		Levo superior	Levo inferior
$X = 0$	$Y_{180^\circ}$	0	0
$X = .1$	$Y_{195^\circ}$	-6.8688	-5.4
$X = .2$	$Y_{210^\circ}$	-9.1584	-7.2
$X = .3$	$Y_{225^\circ}$	-7.0136	-6.3
$X = .4$	$Y_{240^\circ}$	-4.1792	-3.6
$X = .5$	$Y_{255^\circ}$	0	0
$X = .6$	$Y_{270^\circ}$	4.1792	3.6
$X = .7$	$Y_{285^\circ}$	8.0136	6.3
$X = .8$	$Y_{300^\circ}$	9.1584	7.2
$X = .9$	$Y_{315^\circ}$	6.8688	5.4
$X = 1$	$Y_{330^\circ}$	0	0

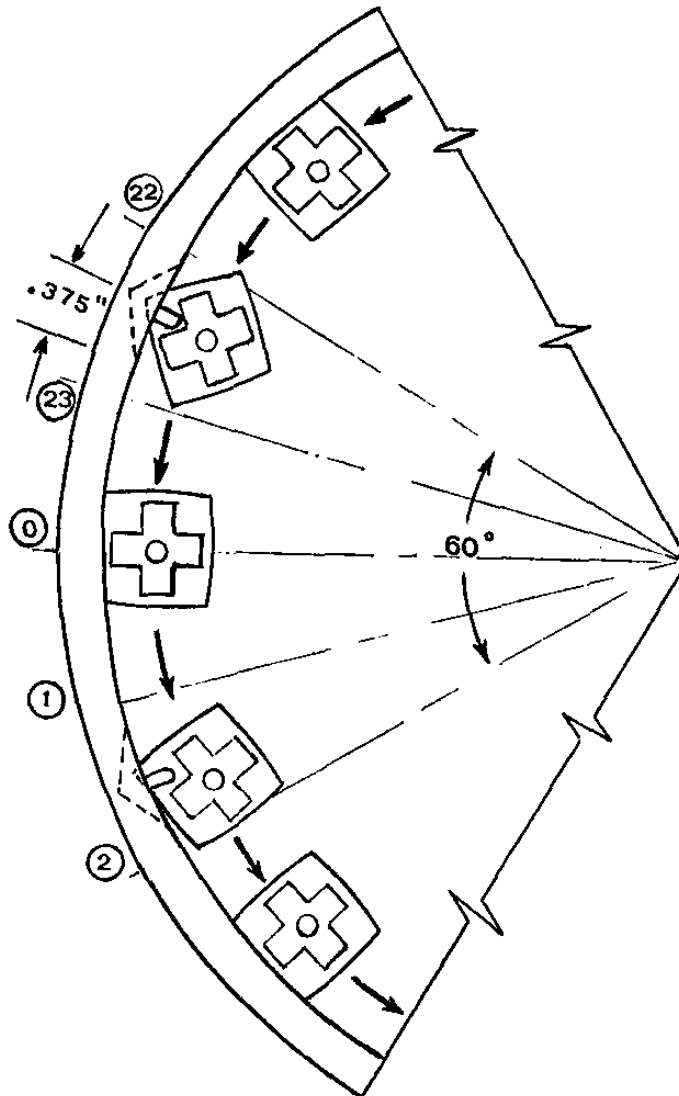
ACELERACION DE LAS LEVAS





## 3.2.3.-MOVIMIENTO ROTACIONAL DE LAS CUCHILLAS DESHUESADORAS.\_

Esto se produce desde el número indicador de posición 22 hasta el 24 y desde el 0 hasta el 2 (ver gráfico de las posiciones del rodillo seguidor) es decir son los tramos llamados reposo que en total son  $60^\circ$ , teniendo una duración de .294 seg. y una longitud de desarrollo de la circunferencia principal de 6.78" pulgadas.



Cálculo de la velocidad angular de la cuchilla deshuesadora.- Como se muestra en la figura anterior la longitud de desarrollo de la circunferencia principal en que la cruz gira  $\pi/2$  Rad. es .375 pulg. calculado de la siguiente manera; considerando que la velocidad angular de las unidades deshuesadoras conjuntamente con la corona cilíndrica es constante.

Si recorrer 6.78 pulg. demora .294 seg.

.375 pulg. demorara t seg.

$$t = .0163 \text{ seg.}$$

Sabemos que:

$$W^2 = W_0^2 + 2\alpha\theta \dots\dots\dots (1)$$

$$W = W_0 + \alpha t \dots\dots\dots (2)$$

Igualando (1) y (2) tenemos:

$$2\alpha\theta = (\alpha t)^2$$

$$\alpha = \frac{2\theta}{t^2}$$

donde:

$\theta$  = desplazamiento angular de la cruz ( $\pi/2$  Rad)

t = tiempo que demora en girar  $\pi/2$  Rad la cruz

(.0162 seg.)

Por consiguiente:

$$\alpha = \frac{2 (\pi/2)}{(.0163)^2} = 11.824 \text{ Rad/seg}$$

Reemplazando en (2) se tiene:

$$W = \alpha t = (11.824) (.0163)$$

$$W = 192.7 \text{ Rad/seg}$$

Este giro de  $\pi/2$  Rad. de la cuchilla

deshuesadora se produce 2 veces, la primera .058 Rad. despues de la posición 22 y la segunda .058 Rad. antes de la posición 2; ocasionando la separación completa del hueso de la carnosidad de la fruta.

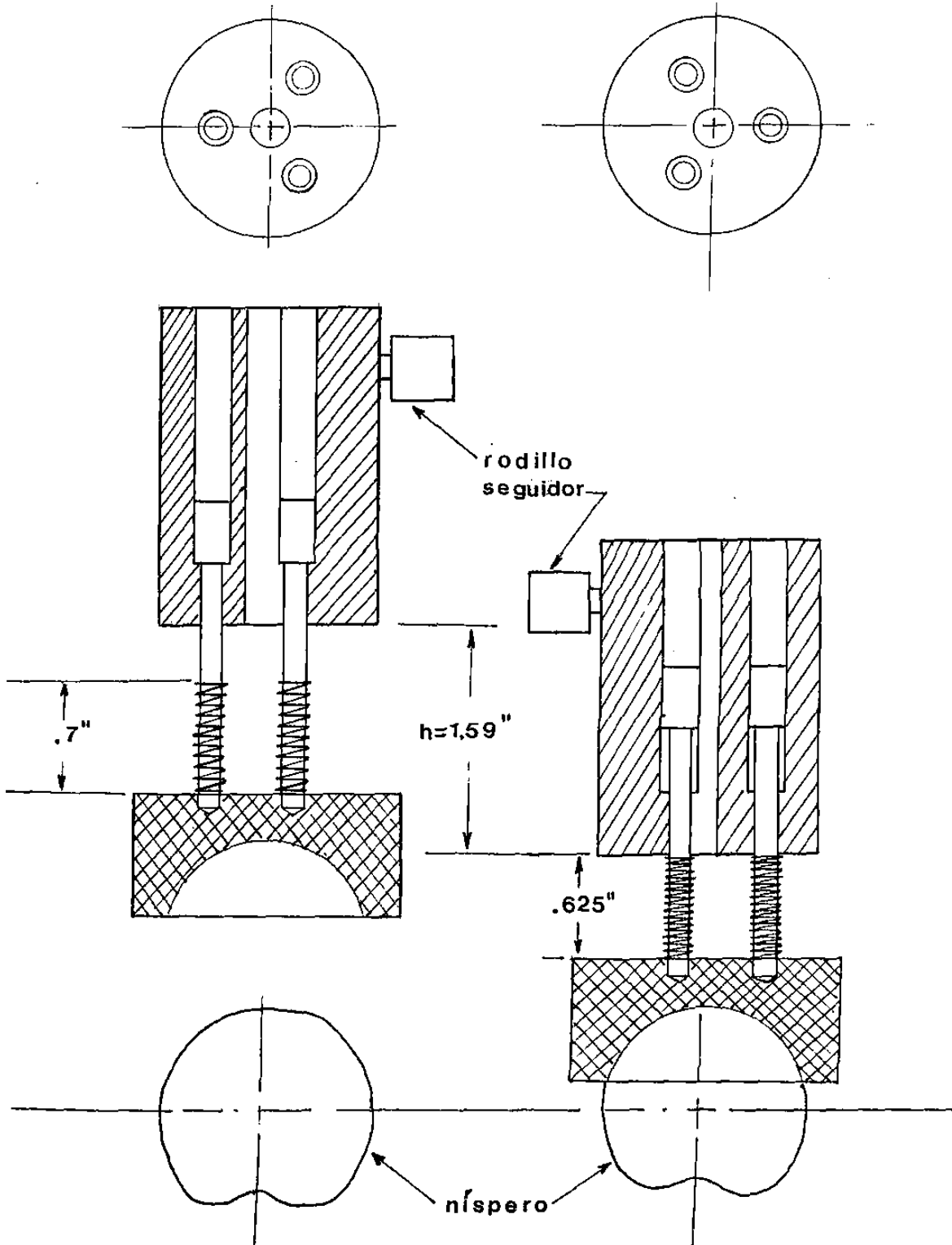
Estos dos giros de  $\pi/2$  Rad. se producen tanto en las cuchillas deshuesadoras superiores como inferiores, durante todo este proceso las cuchillas cortadoras superiores e inferiores mantienen sujetadas al fruto, para un mejor acabado en el corte.

\*\*\*\*\*

3.2.4.-SELECCION DE LOS RESORTES HELICOIDALES DE LAS UNIDADES DESHUESADORAS.

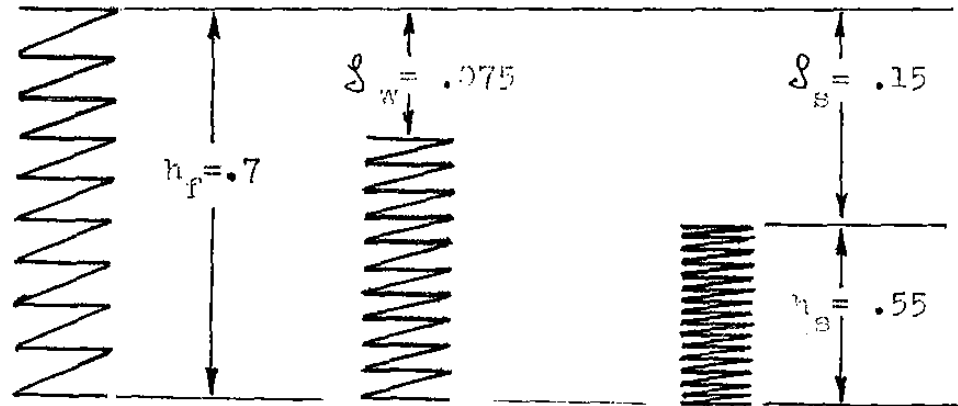
Unidad deshuesadora en la posición 12

Unidad deshuesadora en la posición 0



El diseño de un resorte nuevo comprende las siguientes consideraciones:

A.-El espacio en el que debe adaptarse y operar.



$$\delta_s = h_f - h_s$$

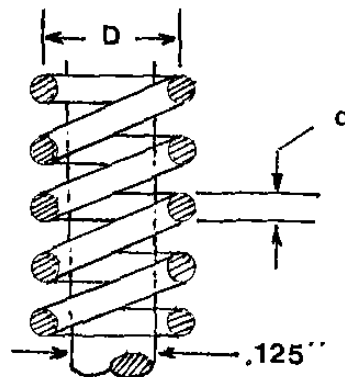
donde:

$h_f$  = altura libre sin carga (pulg.)

$h_s$  = altura sólida (pulg.)

$\delta_s$  = deflexión sólida (100% de tolerancia)

$\delta_w$  = deflexión de trabajo (pulg.)



$$.13 < D < .15$$

donde:

D = diámetro del resorte (pulg.)

d = diámetro del alambre (pulg.)

B.-Valor de las fuerzas y las deflexiones que se producirán.-

Para calcular la fuerza que operará sobre el resorte se hizo el siguiente experimento:

Se colocó 10 nísperos en sus medias tazas, se puso encima una placa de jebe, luego se fue colocando placas metálicas; la placa de jebe y las placas metálicas del mismo tamaño del área que ocupaban los nísperos, cada placa metálica pesaba 1.2 libras, al agregar cada placa metálica se examinaba los frutos para ver si es que sufrían ligera distorsión en su volumen, ocurriendo esto cuando se agregaba la placa número 10 por lo que supusimos que un níspero puede resistir hasta 1.2 libras sin deformarse y en consecuencia como cada unidad deshuesadora superior tiene 3 resortes, concluimos que la fuerza sobre cada resorte será de .4 libras y la deflexión de trabajo  $\int_w = .075$  pulg.

Con estas consideraciones fundamentales calcularemos el diámetro del alambre del resorte que tenga un diámetro medio de D = .14 pulg. y el módulo de resorte es:

$$K = \frac{F}{\int_w} = \frac{.40}{.075} = 5.3 \text{ lib/pulg.}$$

Usaremos un alambre revenido en aceite,

AISI 1065. De este acero se necesita conocer la resistencia de fluencia a la torsión  $S_{sy}$

La resistencia de fluencia a la torsión es necesaria para diseñar resortes; sin embargo, es sorprendente que se disponga de muy poca información acerca de esta propiedad. Si se utiliza una relación aproximada entre la resistencia de fluencia y la resistencia última a la tensión.

$$S_y = .75 S_{ut}$$

Y luego se aplica la teoría de la energía de distorsión, se tiene:

$$S_{sy} = .577 S_y$$

Para calcular la resistencia última a la tensión existen tablas según el tamaño y el material del alambre, pero actualmente existe la siguiente relación:

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m}$$

donde:

A = constante en función del material y el tamaño del alambre ( lib/pulg<sup>2</sup> )

d = diámetro tentatorio del alambre ( pulg. )

m = exponente de acuerdo al material

Por consiguiente para el material AISI 1065 tenemos:

$$S_{ut} = \frac{149,000}{(.025)^{.186}} = 296,000 \text{ lib/pulg}^2$$

$$S_y = .75 (S_{ut}) = .75 (296,000)$$

$$S_y = 222,000 \text{ lib/pulg}^2$$

$$S_{sy} = .577 (S_y) = .577 (222,000)$$

$$S_{sy} = 128,000 \text{ lib/pulg}^2$$

De la ecuación de la constante del resorte

$$K = \frac{d^4 G}{8 D^3 n_a} \dots \dots \dots (1)$$

donde:

G = módulo de elasticidad a cortante ( Acero =  
 $11.5 \times 10^6 \text{ lib/pulg}^2$

$n_a$  = número de vueltas activas

Estimando el número de vueltas totales:  $n_t$

$n_t = n_a + 2$  para extremos escuadrados y rectificadas.

$$n_t = \frac{h_s}{d} = \frac{.55}{.025} = 22 \quad d \text{ (asumido)}$$

Despejando de la ecuación (1) el diámetro d:

$$d = \sqrt[4]{\frac{8 K D^3 n_a}{G}}$$

$$d = \sqrt[4]{\frac{8 (5.3) (.14)^3 (20)}{11.5 \times 10^6}}$$

$$d = .021 \text{ pulg.}$$

Definiendo el índice de resorte: C

$$C = \frac{D}{d} = \frac{.14}{.021} = 6.7$$

Comprobando si  $S < 128,000 \text{ lib/pulg}^2$

$$S_{sy} = \frac{8 F D}{d^3} \left[ \frac{4 C - 1}{4 C - 4} - \frac{.615}{C} \right]$$

$$S = \frac{8 (.4) (.14)}{(.021)^3} \left[ \frac{4(6.7) - 1}{4(6.7) - 4} - \frac{.615}{6.7} \right]$$

$$S = 16,010 \text{ lib/pulg}^2$$

Por consiguiente:

$$16,010 \text{ lib/pulg}^2 < S_{sy} \text{ del acero AISI 1065}$$



Como vemos que la resistencia de fluencia a la torsión necesaria es mucho menor que la resistencia de fluencia a la torsión del material propuesto, es posible usar otro acero de uso general de menor costo y escogeremos un alambre estirado duro AISI 1066.

Por consiguiente:

Utilizaremos un resorte de diámetro del alambre .021 pulg. con diámetro de la espira .14 pulg. de 26 espiras con una longitud de .7 pulg. de acero AISI 1066.

\*\*\*\*\*

### 3.2.5.-CALCULO DE LOS TORNILLOS DE POTENCIA PARA REGULACION DEL ACERCAMIENTO O ALEJAMIENTO DE LAS UNIDADES DESHUESADORAS.

En el área de procesamiento se tiene 12 unidades deshuesadoras que deslizan verticalmente a través de unas ranuras trapesoidales en la corona cilíndrica superior; en la misma dirección coaxial se tiene otras 12 unidades deshuesadoras deslizando en la periferia de la corona cilíndrica inferior a través de ranuras trapesoidales.

Estas unidades deshuesadoras superior e inferior contienen las cuchillas deshuesadoras las cuales se acercan y se alejan de acuerdo al desplazamiento del rodillo seguidor.

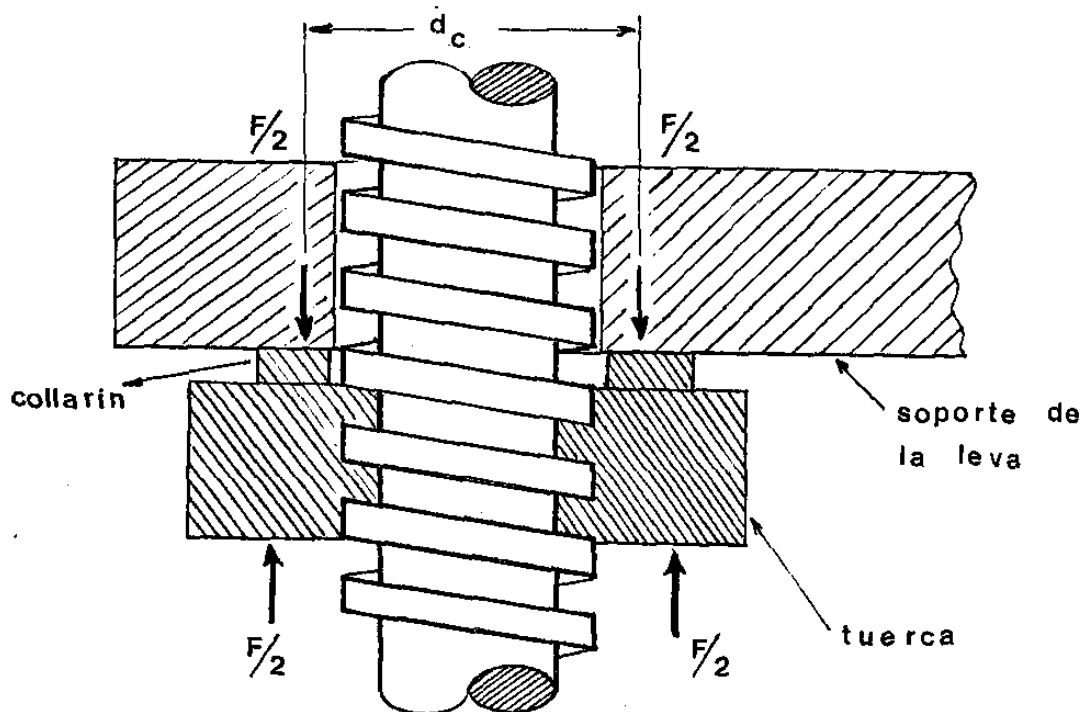
En la posición de reposo (ver gráfico de desplazamiento de las levas) las cuchillas tienen su máximo acercamiento.

Las cuchillas deshuesadoras comprende dos puntas horquilladas, una mas grande que la otra, estando la punta mas grande frente a la punta mas pequeña de la otra cuchilla deshuesadora.

La recta horizontal, perpendicular y equidistante a las dos puntas mas pequeñas debe coincidir con el punto medio del hueso del níspero, esto depende del tamaño del fruto, por lo que se recomienda utilizar frutos del mismo tamaño.

Cuando se utiliza para un lote de nísperos de tamaño diferente se regula la altura de las cuchillas mediante los tornillos de potencia.

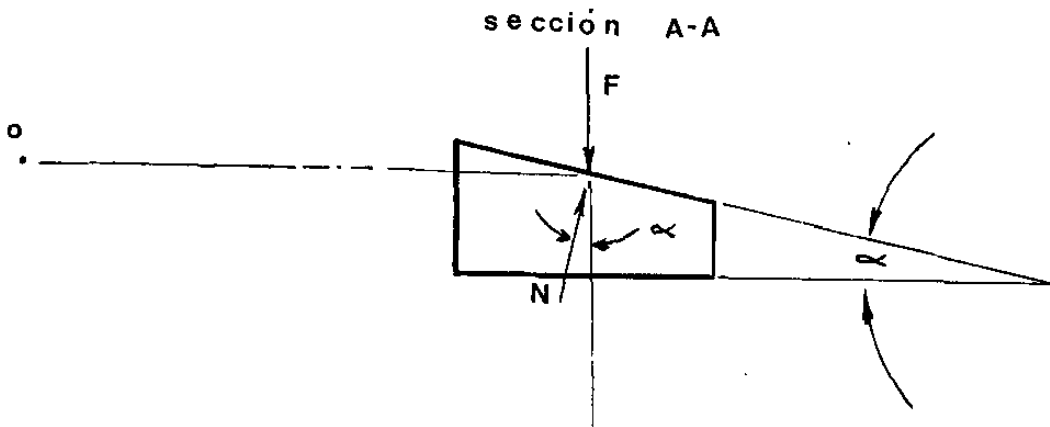
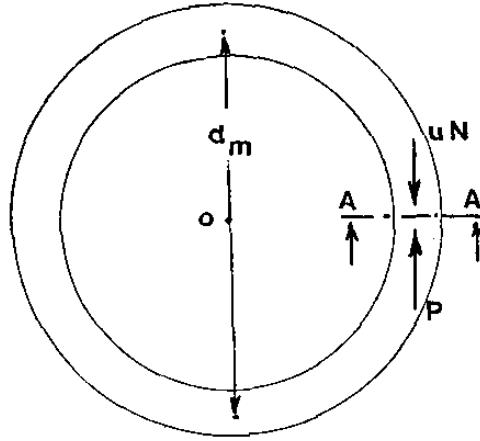
Segun la figura que muestra el área de procesamiento se nota que existen 4 tornillos de rosca, fijas en sus extremos por tuercas a placas que permiten dar rigidez al área de procesamiento.



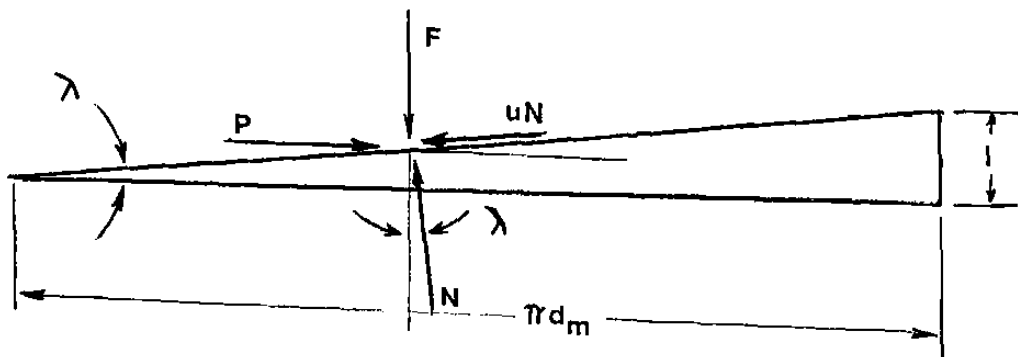
Cada tornillo de rosca modificada de 1 pulgada de diámetro, de 5 filetes por pulgada, tiene una tuerca en la parte superior y otra tuerca en la parte inferior.

Las tuercas superiores (4) soportan el peso de la leva cilíndrica superior y las unidades deshuesadoras superiores, pesando el conjunto 105.6 libras.

Diagrama de fuerzas reactivas sobre una hélice debido a la carga  $F$  que esta subiendo.



desarrollo de la hélice



Las tuercas inferiores (4) soportan el peso de la leva cilíndrica inferior y las unidades deshuesadoras inferiores, pesando el conjunto 93.4 libras.

Por consiguiente es necesario calcular el par para levantar y bajar la carga sobre la tuerca superior e inferior.

Cálculo del par necesario para levantar y bajar la carga sobre la tuerca superior e inferior.-

Supóngase que una fuerza exterior  $P$  aplicada en el radio medio  $r$  haga que el peso  $F$  (carga axial de compresión) sea subido o bajado.

Simbología utilizada.-

$F$  = fuerza axial que actúa sobre el área normal de la rosca (libras)

$P$  = fuerza aplicada que actúa hacia la derecha para elevar la carga y hacia la izquierda para bajar la carga. (libras)

$\mu$  = coeficiente de fricción por deslizamiento entre la tuerca y la rosca. ( $\mu = .12$  acero-acero, lubricado)

$\mu_c$  = coeficiente de fricción entre el collar y la superficie que soporta el tornillo. ( $\mu_c = .20$  acero-acero, seco)

$\lambda$  = ángulo de la hélice de la rosca (grados).

$\alpha$  = ángulo de la rosca (grados).

$N$  = fuerza normal de la superficie (libras)

$l$  = avance de la rosca (pulgadas)

Del DCL de la figura anterior para subir la carga se tiene:

$$\sum F_h = P - N \operatorname{sen} \lambda \cos \alpha - \mu N \cos \lambda = 0 \quad \text{.....} \quad (1)$$

$$\sum F_v = F + N \cos \lambda \cos \alpha + \mu N \operatorname{sen} \lambda = 0 \quad \text{.....} \quad (2)$$

En forma similar para hacer descender la carga:

$$\sum F_h = -P - N \operatorname{sen} \lambda \cos \alpha + \mu N \cos \lambda = 0 \quad \text{.....} \quad (3)$$

$$\sum F_v = F - \mu N \operatorname{sen} \lambda - N \cos \lambda \cos \alpha = 0 \quad \text{.....} \quad (4)$$

Eliminando  $N$  de (1) y (2) se tiene:

$$P = -\frac{F \left( \frac{\operatorname{sen} \lambda \cos \alpha + \mu \cos \lambda}{\cos \lambda \cos \alpha - \mu \operatorname{sen} \lambda} \right)}{\quad} \quad \text{.....} \quad (5)$$

Y para bajar se tiene:

$$P = -\frac{F \left( \mu \cos \lambda - \operatorname{sen} \lambda \cos \alpha \right)}{\left( \cos \lambda \cos \alpha + \mu \operatorname{sen} \lambda \right)} \quad \text{.....} \quad (6)$$

A continuación dividimos el numerador y el denominador de estas ecuaciones entre dos y se aplica la relación  $\tan \lambda = l / d_m$ , de donde:

$$P = \frac{F \left[ \left( \frac{l}{d_m} \right) \cos \alpha + \mu \right]}{\cos \alpha - \left( \frac{\mu l}{\pi d_m} \right)} \quad \text{.....} \quad (7)$$

$$P = \frac{F \left[ \mu - \left( \frac{\mu l}{\pi d_m} \right) \cos \alpha \right]}{\cos \alpha - \left( \frac{\mu l}{\pi d_m} \right)} \quad \text{.....} \quad (8)$$

Finalmente, observando que el momento de torsión es el producto de la fuerza  $P$  y el radio medio  $d_m / 2$ , se tiene:

Para subir:

$$T = \frac{F d_m}{2} \left( \frac{\text{sen } \lambda \cos \alpha + \mu \cos \lambda}{\cos \lambda \cos \alpha - \mu \text{sen } \lambda} \right) \dots\dots\dots (9)$$

Para bajarla:

$$T = \frac{F d_m}{2} \left( \frac{\mu \cos \lambda - \text{sen } \lambda \cos \alpha}{\cos \lambda \cos \alpha + \mu \text{sen } \lambda} \right) \dots\dots\dots (10)$$

A las fórmulas anteriores cuando el tornillo se carga axialmente, hay que considerar que existe una fricción entre la superficie de presión (o collar de presión) y la superficie que soporta el tornillo, se supone que la fuerza de fricción actúa en el radio medio del collar.

Por consiguiente la fórmula general será:

Para subir:

$$T = \frac{F d_m}{2} \left( \frac{\text{sen } \lambda \cos \alpha + \mu \cos \lambda}{\cos \lambda \cos \alpha - \mu \text{sen } \lambda} \right) + \frac{F c^d c}{2} \dots\dots\dots (11)$$

Para bajar:

$$T = \frac{F d_m}{2} \left( \frac{\mu \cos \lambda - \text{sen } \lambda \cos \alpha}{\cos \lambda \cos \alpha + \mu \text{sen } \lambda} \right) + \frac{F c^d c}{2} \dots\dots\dots (12)$$

Aplicando los datos se tiene:

$F = 26.4$  libras (tuerca superior)

$F = 23.35$  libras (tuerca inferior)

$d_m = d$  - profundidad de, la rosca.

$$\begin{aligned} \text{Profundidad de la rosca} &= 1/2 P + \text{holgura}(.1P) \\ &= .6P = .6(.2) = .12 \text{ pulg.} \end{aligned}$$

$$d_m = 1 - .12 = .88 \text{ pulg.}$$

$$\tan \alpha = \frac{\text{avance}}{d_m} = \frac{.2}{.88} = .7234$$

$$= 4.13^\circ \text{ (ángulo de la hélice)}$$

$$= 5^\circ \text{ (pendiente del perfil de la rosca cuadrada)}$$

$$d_c = 1.2 \text{ pulg.}$$

Reemplazando valores en (11) y (12) tenemos:

Para subir (tuerca superior)

$$T = 5.42 \text{ libra-pulg.}$$

$$= .6112 \text{ Newto-metro}$$

Para subir (tuerca inferior)

$$T = 4.79 \text{ libra-pulg.}$$

$$= .5401 \text{ Newto-metro}$$

Para bajar (tuerca superior)

$$T = 2.61 \text{ libra-pulg.}$$

$$= .2943 \text{ Newto-metro}$$

Para bajar (tuerca inferior)

$$T = 2.31 \text{ libra-pulg.}$$

$$= .2605 \text{ Newto-metro}$$

\*\*\*\*\*



### 3.3.-AREA DE CARGA.\_

#### 3.3.1.-CALCULO DEL ANGULO DE INCLINACION DEL CONO RECIBIDOR DEL NISPERO.\_

En el área de carga es necesario tener un cilindro cónico que se coloca encima de la superficie cónica rotatoria que contiene a los canales divisores, este cilindro cónico estara debidamente sujetado a las placas divisoras.

El cilindro cónico recibirá los nisperos y su finalidad sera la de hacer llegar simultaneamente a todos los canales divisores los nisperos, los cuales seran controlados por la aleta circunferencial para que solamente en cada canal divisor pase uno por cada vuelta.

El ángulo de inclinación de la superficie cónica debe ser calculado de acuerdo a las siguientes consideraciones:

La superficie cónica del cilindro cónico estará revestido de una superficie rugosa que permita una mayor adherencia del nispero y dicha superficie; el coeficiente de fricción se determino mediante cálculos en el laboratorio en  $\mu_s = .4$

El diámetro de la superficie cónica es  $D = 6$  pulgadas.

Con estos datos calcularemos el

ángulo de inclinación óptimo del cono receptor del nispero que esta girando a 34 RPM.

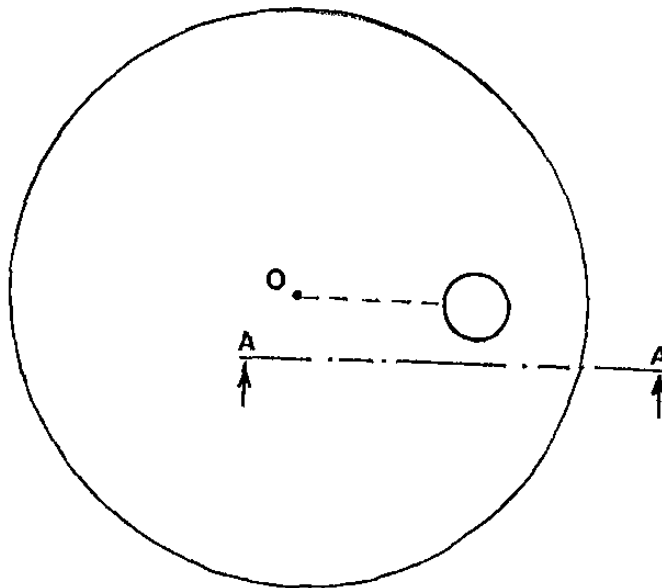
La velocidad en el punto próximo a abandonar la superficie cónica del cilindro cónico sera:

$$v = \frac{\pi D n}{60} = \frac{\pi (6)(34)}{60}$$

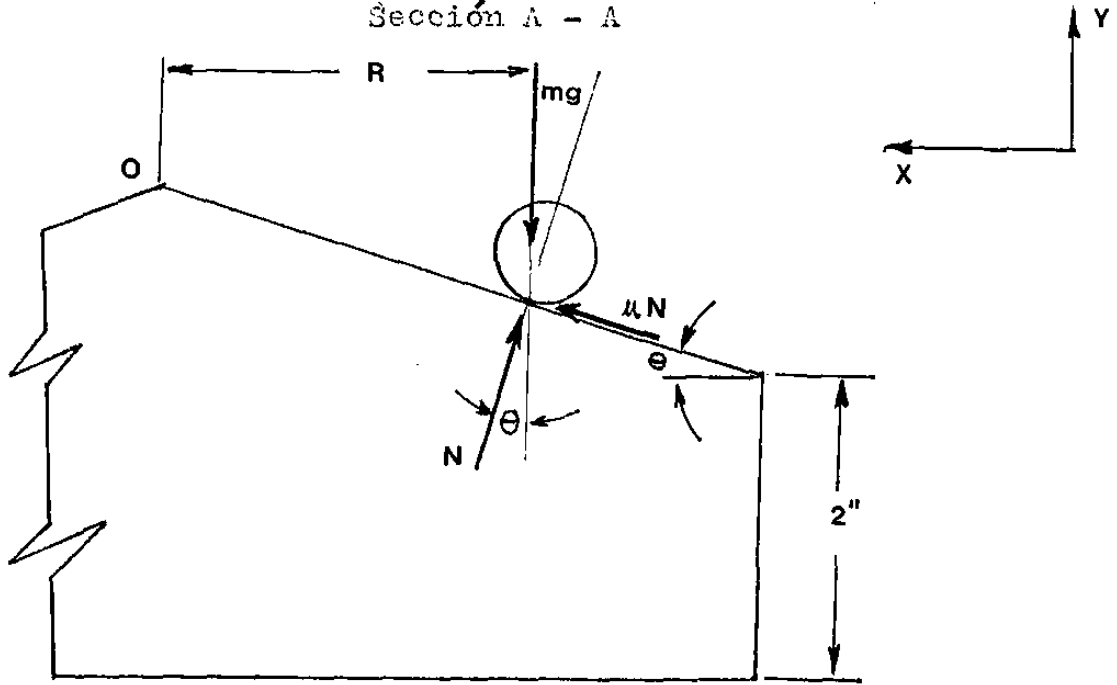
$$v = 10.68 \text{ pulg/seg.}$$

Diagrama del cuerpo libre de un nispero deslizando en la superficie cónica.

Vista de planta del cilindro cónico con el nispero deslizando



Sección A - A



Para el resultado estático en la dirección Y se tiene:

$$\begin{aligned} \sum F_y &= 0 \\ -mg + \mu_s N \text{sen} \theta + N \text{cos} \theta &= 0 \dots\dots\dots (1) \end{aligned}$$

La ecuación del movimiento del nispero es:

$$\begin{aligned} \sum F_n &= m a_n \\ -N \text{sen} \theta + \mu_s N \text{cos} \theta &= m \frac{v^2}{R} \dots\dots\dots (2) \end{aligned}$$

Despejando N de (1) y (2) e igualando se tiene:

$$g R (\mu_s \text{cos} \theta - \text{sen} \theta) = v^2 (\text{cos} \theta + \mu_s \text{sen} \theta)$$

Dividiendo entre cos θ se tiene:

$$g R (\mu_s - \text{tano} \theta) = v^2 (1 + \mu_s \text{tano} \theta)$$

Reemplazando los valores numéricos:

$$(386) (3) (.4 - \text{tano}) = (10.68)^2 (1 + .4 \text{tano})$$

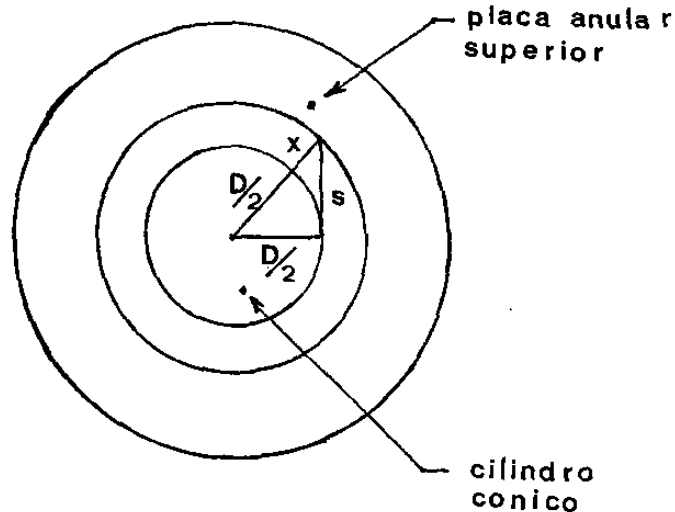
$$\theta = 16.17^\circ$$

Por consiguiente el ángulo de inclinación del cono receptor debe ser mayor de 16.17°

### 3.3.2.-CALCULO DE LA SEPARACION MINIMA ENTRE EL CILINDRO CONICO Y LA PLACA ANULAR SUPERIOR.

Considerando que la diferencia de alturas entre el extremo del cilindro cónico y la placa anular superior es de 2 pulgadas, estimar cual es la separación mínima radial entre el cilindro cónico y el extremo interior de la placa anular superior.

Vista de planta



$$x = \sqrt{\left(\frac{D}{2}\right)^2 + s^2} - \frac{D}{2} \quad \dots\dots\dots (1)$$

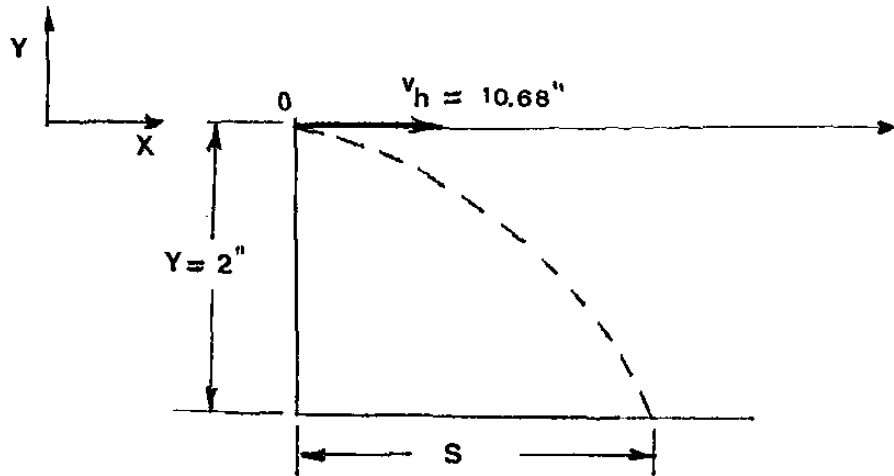
donde:

X = distancia radial entre el cilindro cónico y la placa anular superior.

S = distancia horizontal que avanza el nispero en un descenso de 2 pulg.

D = diámetro del cilindro cónico: 6 pulg.

Cálculo de S :



Movimiento vertical:

$$Y = \frac{g t^2}{2} \dots\dots\dots (2)$$

Movimiento horizontal:

$$t = \frac{s}{v_h} \dots\dots\dots (3)$$

Reemplazando (2) en (3) se tiene:

$$Y = \left[ \frac{g}{2v_h^2} \right] s^2$$

Despejando S:

$$s = \sqrt{\frac{2 v_h^2 Y}{g}}$$

Reemplazando valores tenemos:

$$s = 1.087 \text{ pulg.}$$

Cálculo de X:

De (1) se tiene:

$$X = \sqrt{(3)^2 + (1.087)^2} - 3 = .19 \text{ pulg.}$$

Por consiguiente consideraremos que la distancia radial entre el cilindro cónico y la placa anular superior es 1.2 pulg. (diámetro aprox. del nispero + X )

\*\*\*\*\*

3.3.3.-DIMENSIONAMIENTO ENTRE LA LINEA CIRCUNFERENCIAL QUE CONTIENE EL EJE DE CENTROS DEL AGUJERO Y LA LINEA CIRCUNFERENCIAL DE EJES DE LAS MEDIAS TAZAS.\_

En el área de carga, luego que el nispero ha descendido por la superficie cónica del cilindro cónico y se ubica en los canales divisores, el nispero exterior radial es separado del que le sigue mediante una aleta circunferencial; este nispero separado se desliza por la placa anular inferior hasta encontrar el agujero cuadrado que esta ubicado en el extremo de la parte recta de la banda transportadora que llega al área de carga.

El agujero cuadrado esta encima de la banda transportadora, pero las líneas de eje de centro tanto del agujero como de las medias tazas deben estar desfasadas radialmente para hacer posible que al caer el nispero por el agujero llegue exactamente al centro de la media taza.

Considerando:

$D$  = diámetro de la línea de ejes de las medias tazas: 9.5 pulg.

$D_1$  = diámetro de la línea circunferencial que contiene el eje de centros del agujero.

Nuestro proposito es hallar una relación entre  $D$  y  $D_1$ .

Recordando el Item 3.3.2. tenemos la fórmula siguiente:

$$X = \frac{2 V_h^2 Y}{g} \dots\dots\dots (1)$$

donde:

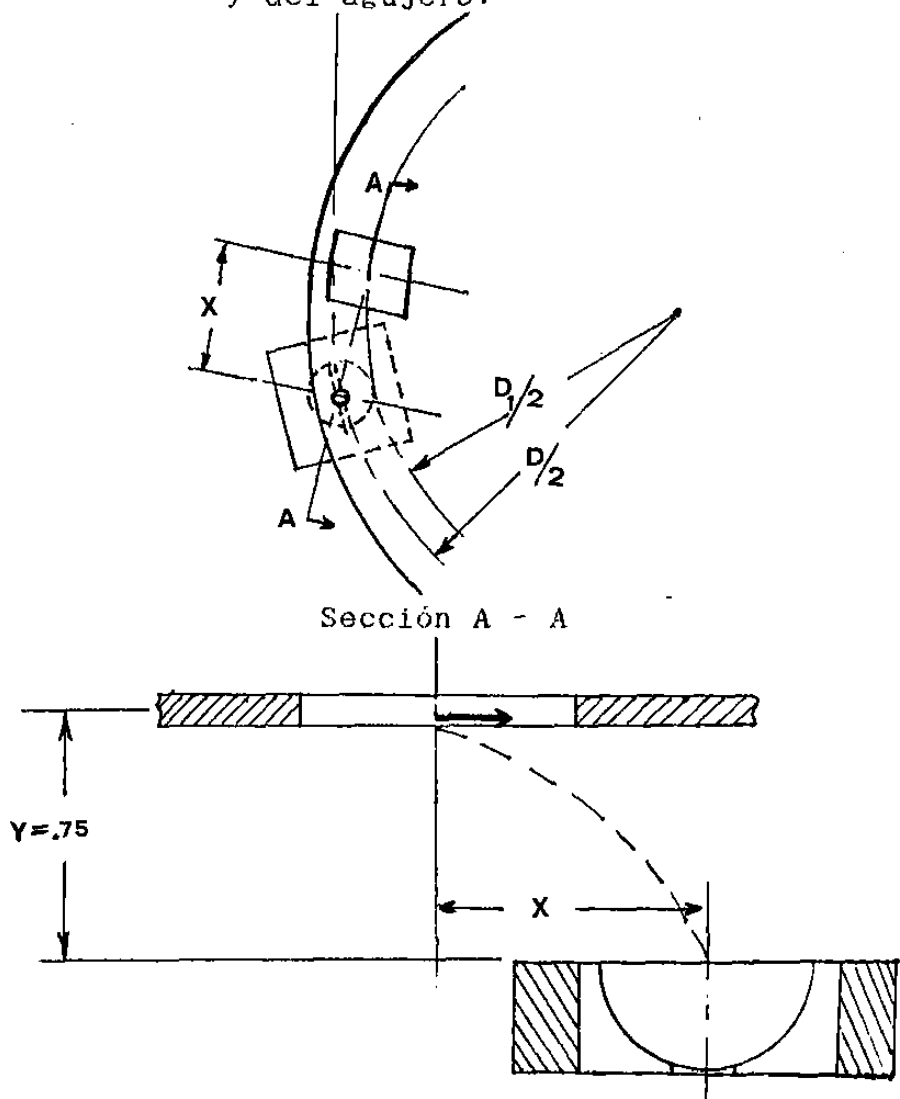
X = distancia horizontal que avanza el níspero antes de descender verticalmente una altura Y : pulg.

$V_h$  = velocidad del níspero al salir del agujero cuadrado : pulg/seg.

Y = distancia vertical entre el agujero y las medias tazas: pulg.

g = gravedad : 386 pulg/seg<sup>2</sup>

Vista de planta del eje de centros de las medias tazas y del agujero.



Sabemos que la velocidad del nispero V al salir por el agujero esta dado por la siguiente relación:

$$V_h = \frac{\pi D_1 n}{60} \dots\dots\dots (2)$$

donde:

$D_1$  = diámetro del eje de centro del agujero en pulg.

$n$  = esta dado en RPM

$V_h$  = velocidad del nispero al salir por el agujero cuadrado.

Reemplazando (2) en (1) se tiene:

$$X^2 = 2 \left( \frac{\pi D_1 n}{60} \right)^2 Y/g$$

Incluyendo los datos conocidos:

$$X^2 = \frac{2^2 D_1^2 (34)^2 (.75)}{(60)^2} = .01231569 D_1^2 \dots\dots\dots (3)$$

De la figura mostrada geometricamente se tiene:

$$X^2 = 1/4 ( D^2 - D_1^2 ) \dots\dots\dots (4)$$

Reemplazando (4) en (3) se tiene:

$$D^2 - D_1^2 = 4 (.01231569 D_1^2 )$$

$$D^2 = 1.0492627 D_1^2$$

$$D_1 = .9762 D \dots\dots\dots (5)$$



Por consiguiente para nuestro caso específico se tiene:

$$D_1 = .9762 (9.5) = 9.2743 \text{ pulg.}$$

Esta relación es muy importante porque permite que los nisperos copen exactamente todas las medias tazas.

Esta relación (5) variara cuando se hace girar el cargador centrífugo a otra velocidad diferente de 34 RPM, pero esto no es ningún problema, porque para preveer este inconveniente se hace el agujero cuadrado en la placa anular inferior deslizable para poder darle la posición adecuada.

\*\*\*\*\*

### 3.4.--AREA DE POSICIONAMIENTO.\_

#### 3.4.1.-SELECCION DE LA CADENA Y LAS RUEDAS DE CADENAS.\_

La finalidad del área de posicionamiento es la de colocar los nísperos en una posición óptima para el deshuesamiento, y esto se realiza cuando el níspero se encuentra con la parte del tallo hacia abajo.

Para que esto ocurra es necesario que los nísperos que viajan en las medias tazas, sean movidos si es que no están en su posición correcta.

Por la parte central de la ranura que existe en la media taza penetra una pequeña cuchilla rotatoria que hace girar el níspero hasta que la cuchilla encuentre una concavidad, y los filos cortantes de la cuchilla corten los residuos del tallo existente del níspero en esta concavidad y se mantenga esta posición del níspero.

La cuchilla rotatoria se mantiene fija en el extremo de una barra que está embocinada en su parte central, en el otro extremo de la barra se encuentra un engrane.

La parte embocinada de la barra se encuentra fija dentro de un cubo, el cual está unido a los eslabones de dos cadenas paralelas.

Las cadenas que transportan los cubos deben tener la misma velocidad que la banda transportadora que contiene a las medias tazas, por

lo que es necesario escoger el mismo paso que la banda transportadora.

Al escoger el mismo paso para las cadenas notamos que no es recomendable por la deflexión existente, disminuimos esta deflexión utilizando una cadena de doble paso, pero de la mitad de número de dientes que la rueda de cadena de la banda transportadora.

Usaremos dos cadenas para transportar los cubos y cuatro ruedas de cadenas.

De acuerdo al espacio disponible escogemos que la distancia entre las ruedas de cadenas es de 16 pulgadas.

Las ruedas de cadenas tendrán las siguientes características:

Número de dientes = 12

Diámetro de paso = 7.727 pulg.

Diámetro exterior = 8.19 pulg.

Diámetro interior = 7.102 pulg.

paso = 2 pulg.

Cálculo de la longitud de la cadena transportadora.-

$$L = \frac{2 C}{P} + \frac{T + t}{2}$$

donde:

C = distancia entre centros: 16 pulg.

P = paso de la cadena en pulg. : 2 pulg.

T = N°de dientes de la rueda de cadena grande:12

t = N° de dientes de la rueda de cadena pequeño: 12

$$L = \frac{2(16)}{2} + \frac{12 + 12}{2}$$

L = 28 eslabones

Cálculo del número de cubos con bocinas.- como tenemos que cada eslabón tiene un cubo con su bocina que contiene a la barra que en sus extremos tiene una cuchilla y un engrane respectivamente; tendremos:

28 cubos con bocinas

Velocidad de la banda transportadora: pies/mint

$$v = \frac{\text{Paso} \times \text{N de dientes} \times \text{RPM}}{12}$$

$$v = \frac{2(12)(34)}{12}$$

V = 68 pies/mint

Esta velocidad debe ser igual que la velocidad de la banda transportadora de las medias tazas para permitir que cada barra con su cuchilla entre exactamente por la ranura central de la media taza.

\*\*\*\*\*

3.4.2.-SELECCION DEL ENGRANE Y LA CREMALLERA DE LA BARRA VIBRATORIA.\_

Escogiendo un diámetro de paso  $D = 1/2$  pulg. y el paso diámetro  $P = 24$ , el número de dientes sera:

$$N = P D$$

$$N = 24 (1/2) = 12 \text{ dientes}$$

La cremallera tendra una longitud de 6 pulgadas con:

$$P = 24$$

El paso circunferencial será:  $p$

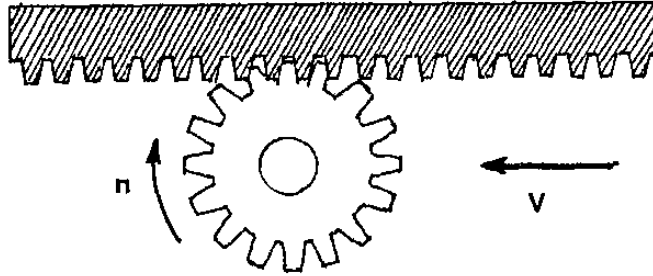
$$p = \frac{\pi D}{N} = \frac{\pi (.5)}{12} = .13 \text{ pulg.}$$

El espesor aproximado del diente:  $t_t$

$$t_t = \frac{1.5708}{P} = \frac{1.5708}{24} = .06545 \text{ pulg.}$$

\*\*\*\*\*

## 3.4.3.-VELOCIDAD DE LA CUCHILLA VIBRATORIA.\_



Si tomamos que la velocidad longitudinal de la barra es 68 pies/mint

La velocidad del punto del engrane que permanece en contacto con la cremallera tambien será 68 pies/mint

Por consiguiente de la fórmula de la velocidad de un engrane despejamos n que son las RPM de la cuchilla.

$$n = \frac{12 V}{\pi D}$$

$$n = \frac{(12) (68)}{\pi .5}$$

$$n = 519 \text{ RPM}$$

\*\*\*\*\*

## BIBLIOGRAFIA

### 1.-MECHANICAL ENGINEERING DESIGN

Joseph E. shigley

Larry D. Mitchell

Editorial McGraw-Hill

### 2.-MACHINE DESIGN

Irving J. Levinson

Editorial RESTON

### 3.-MANUAL DE ENGRANAJES

Darle W. Dudley

Editorial CECSA

### 4.-COUPLINGS AND JOINTS

Desig,Selection,and Application

Jon R. Mancuso

Editorial DEKKER

### 5.-MACHINE DESIGN

Theory and Practice

Aaron D. Deutschman

Walter J. Michels

Charles E. Wilson

Editorial MacMillan

### 6.-GEAR DESIGN AND APPLICATION

Nicholas P. Chironis

Editorial McGraw-Hill

### 7.-ENGRANAJES

Nociones fundamentales para el proyectista

Giuseppe Pollone

Editorial Blume

8.-ELEMENTOS DE MAQUINAS

G.D. Jerie

Editorial Labor

9.-MECHANICAL DESIGN ANALYSIS

M.F. Spotts

Editorial Prentice-Hall

10.-DESIGN OF MACHINE ELEMENTS

M.F. Spotts

Editorial Prentice-Hall

11.-MECANICA VECTORIAL

Louis Brand

Editorial CECSA

12.-MECANICA DE MATERIALES

James M. Gere

Stephen P. Timoshenko

Grupo Editorial Iberoamérica

13.-INTRODUCCION A LA DINAMICA

Bruce H. Karnopp

Representaciones y Servicios

de Ingeniería S.A. Mexico

14.-MECANICA ANALITICA PARA INGENIERIA

Freed B. Seely

Newton E. Ensign

Editorial UTEHA



15.-STRENGTH OF MATERIALS FOR ENGINEERING TECHNOLOGY

Irving Granet

Editorial RESTON

16.-MECANICA PARA INGENIERIA

Joseph F. Shelley

Editorial MARCOMBO

17.-RESISTENCIA DE MATERIALES

Jorge Ivan Diaz Aguilar

Sergio H. Zapata

Editorial LIMUSA

18.-MECANICA PARA INGENIEROS

Anand Cunniff

Editorial CECSA

19.-MECANICA DE MATERIALES

Ferdinand P. Beer

E. Russell Johnston

Editorial McGraw-Hill

\*\*\*\*\*

