



\*D-6866\*

*06/03/73*

**CALCULO Y DISEÑO DE UN SISTEMA DE ALIMENTACION DE CAÑA AL CONDUCTOR PRINCIPAL DE UNA CENTRAL AZUCARERA, CON CAPACIDAD SUFICIENTE PARA UNA MOLIENDA DE 7.000 TONELADAS AL DIA.**

# **TESIS DE GRADO**

**PREVIA A LA OBTENCION DEL TITULO DE**

## **INGENIERO - MECANICO**

**PRESENTADA POR**

**CARLOS HUMBERTO VILLACIS NARANJO**

**EGRESADO DE LA**

**“ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL”**

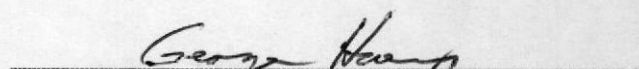
**GUAYAQUIL-MARZO-1973**

**CALCULO Y DISEÑO DE UN SISTEMA DE ALIMENTACION DE CAÑA AL CONDUCTOR PRINCIPAL DE UNA CENTRAL AZUCARERA, CON CAPACIDAD SUFICIENTE PARA UNA MOLIENDA DE 7.000 TONELADAS AL DIA.**

**AUTOR:**

  
CARLOS VILLACIS NARANJO

**CERTIFICADO POR:**

  
DR. EN INGENIERIA MECANICA  
GEORGE HAERING  
DIRECTOR DE TESIS

**ACEPTADA POR:**

  
MASTER EN INGENIERIA MECANICA  
ALFREDO TORRES  
DIRECTOR DEL DEPARTAMENTO  
DE INGENIERIA MECANICA

# DEDICATORIA

A MI ESPOSA E HIJOS:

*A mi esposa Luz María y a mis hijos Luis Fernando y Paola Alexandra; pues con el estímulo y fe en mí de ella, y a mi esperanza de un futuro brillante en ellos, me dieron el impulso necesario para culminar mi carrera universitaria.*

A MIS PADRES:

*Que desde pequeño inculcaron en mi persona el deseo de estudiar y superarme en la vida; ya que sin su apoyo y ejemplo, jamás hubiera logrado ser el profesional de hoy.*

EL PATRIMONIO INTELECTUAL DE ESTA  
TESIS PERTENECE A LA "ESCUELA  
SUPERIOR POLITECNICA DEL  
LITORAL"

## DECLARACION EXPRESA:

*La responsabilidad de los hechos, ideas y doctrinas  
expuestas en esta Tesis, corresponden exclusivamente a  
su Autor.*

*(Artículo Sexto del Reglamento de Exámenes y Títulos  
Profesionales.)*

**CARLOS VILLACIS N.**

## *Agradecimiento:*

Al Dr. George Haering e Ing. Jorge Kalil, por su gran ayuda académica en la dirección de la tesis.

Agradezco así mismo a la Superintendencia General del Ingenio Aztra, donde presto mis servicios, que en la persona del Sr. Sergio Solís, supo comprender la necesidad de obtener mi Título de Ingeniero Mecánico, y me prestó la ayuda requerida para terminar la tesis, y agilizar trámites previos al grado.

**Un Agradecimiento Especial,** al Ing. Werner Grünwald, Jefe del Dpto. de Maquinarias del Ingenio Aztra, por sus invalorables consejos y ayuda técnica en la realización de mi tesis de grado.

## - I N D I C E -

	Pág.
DEDICATORIA	V
DECLARACION	VI
AGRADECIMIENTO	VII
INDICE	VIII
CAPITULO I:	INTRODUCCION 1
CAPITULO II :	Factibilidad del Proyecto.- Estudio de las Líneas de Esfera que se producen con los sistemas actuales de descarga. 6
CAPITULO III :	<u>FUERZA MOTRIZ DEL SISTEMA</u> 17
	a) Selección del Motor para el Sistema
	b) Cálculo y diseño de los reductores de velocidad.
	c) Cálculo y selección de las cadenas de transmisión de potencia; y diseño de sus partes esenciales.
CAPITULO IV :	<u>SISTEMA MECANICO DE TRANSMISION:</u> 59
	a) Cálculo y diseño de los árboles de transmisión
	b) Cálculo y diseño de los apoyos para los árboles de transmisión.
	c) Cálculo y diseño de los ajustes y elementos esenciales.
CAPITULO V :	Cálculo y Diseño de la Mesa Alimentadora del Sistema 130
CAPITULO VI :	Cálculo y Diseño de la Estructura que soportará al Sistema. 148
CAPITULO VII :	Estudio Económico. 217
CAPITULO VIII :	Conclusiones y Recomendaciones. 224
CAPITULO IX :	Apéndice 232
	a) Dibujos
	b) Tablas
	c) Bibliografía

CAPITULO I

INTRODUCCION

Una central azucarera, comunmente conocida como Ingenio, tiene como objetivo la elaboración del azúcar, considerado como elemento básico ó de primera necesidad para la subsistencia humana.

La elaboración del azúcar está dividida esencialmente en 2 partes:

1.- Molinos

2.- fabricación misma ( calentadores, filtros, evaporadores etc )

Haciendo un diagrama de flujo del proceso, tendremos:

Conductores de caña ( acarrean paquetes de caña )      Molinos ( extracción de guarapo )      Tratamientos químicos ( eliminación de impurezas )      Calentadores      Clarificadores      Filtros de cachaza      Evaporadores ( de donde sale ya meladura con una viscosidad de 30° Baumé o sea 62 Brix )      Tachos      Cristalizadores      Centrifugas      Azúcar ( cruda ó refinada, segun el proceso a que ha sido sometido el guarapo inicial )

6 sea que nos damos cuenta que la sección molinos, prácticamente es el corazón de un Ingenio, pues si no hay molienda no hay azúcar; o en todo caso si no hay molienda uniforme y continuada, esto da lugar a problemas en la fabricación del azúcar ( pérdidas de extracción, azúcar de inferior calidad etc. ) y logicamente lo que contribuye a que haya una buena molienda es un buen abastecimiento de caña a los molinos por medio del conductor que trae la caña que es descargada de carretones por medio de un sistema de winches o gruas accionadas por hidráulicos.

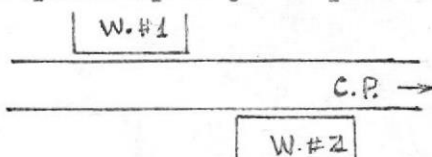
Ahora cabe anotar, que tomaré, como base o guía para el desarrollo del tema en cuestión, el caso del Ingenio Aztra, que además de ser una Central azucarera moderna, automatizada; es también el ingenio de mayor capacidad de molienda ( 7.000 Tons. de caña por día ), y uno de los primeros de Sud América por su capacidad e inmensidad de sus equipos . Desgraciadamente hasta ahora no se ha logrado obtener una molienda que este de acuerdo con ello, máximo se ha logrado en la zafra del 72 de 4 meses de duración a moler hasta 6.000 Tons. en uno que otro día, que no pasan de 10. Por ello es que, conociendo que la causa de este problema es el mal abastecimiento de caña, discontinuo y con alturas de colchón variables, debido a que los sistemas actuales de descarga de caña sobre el conductor principal no son los aconsejados por las causas que procederé a citar:

a) Falla en el transporte, pues los carretones dobles de la empresa halados por tractores o camiones pesados cuyas dimensiones citaré en el capítulo V, no llegan en forma continua a ser descargados, pues hay momentos en que llegan carretones dobles casi juntos, y estos tienen que esperar en fila a ser descargados uno por uno a cada carretón simple; con lo cual se pierde tiempo y los carretones no van a traer más carga enseguida; hasta que llega un momento en que así mismo gran

cantidad de carretones están siendo cargados en el campo, por medio de las llenadoras, y en cambio no hay suficientes para ser descargados en el conductor principal, pues llegan espaciados hasta con 2 minutos de diferencia; por lo que van espacios vacíos en dicho conductor.

Para solucionar en parte este problema el ingenio ha contratado para zaira unos 100 carros particulares, que cobran por tonelada de caña transportada y por km. recorrido; todo lo cual representa un gran desembolso económico extra para la empresa.

En el ingenio existen 2 winches, uno al lado contrario del otro, separados por el conductor principal y desplazados uno del otro, según esquema:



El winche #1, es el que descarga los carretones de la empresa, uno por uno cada vez; el winche #2 es el que descarga los paquetes de caña de los carros particulares, valiéndose de un cable central con un gancho en su extremo que engancha con otro cable que viene cogido al paquete de caña en el carro.

b) Falla en la descarga misma de la caña. - En innumerables ocasiones sucede que un carretón es virado casi encima de otro, por falla del operador del winche ó del capataz de descarga que dió orden apresurada de descargar, sin darse cuenta que el conductor principal iba a muy baja velocidad ó en todo caso había parado.

Así mismo muchas veces un carro particular es descargado sin dejar espacio suficiente detrás del paquete de caña, pues como la caña que es descargada de los carros particulares va parada, entonces si el paquete que descargado de un carretón, y que viene detrás, está muy cerca; esto da lugar a que al pasar la caña por el nivelador, éste se atore por sobrecarga, pues no tiene a donde virar la caña que viene parada, para formar un colchón uniforme en el conductor. - estos atoros tienen hasta 2 horas de duración.

Así mismo cuando vienen paquetes demasiado altos, y que pasan justo por el nivelador, se producen atoros en la sección machetes (:existen 2 machetes, uno a continuación de otro en el 2º conductor, que son accionados por turbinas de 98 HP cada uno, y de los cuales el primero tiene 62 cuchillas y el segundo 124 cuchillas, que giran cogidas a brazos radiales de un eje central acoplado al turbo-reductor). Estos atoros, como la caña tiene que sacarse a mano, y está enraizada entre las cuchillas, tienen hasta 1,5 horas de duración.

Así mismo, cuando vienen carretones demasiado llenos y como el paquete compacto de caña es descargado de un solo golpe sobre el conductor principal, entonces esa caña va aprisionada a las paredes de dicho conductor, y en la caída del conductor #1 al conductor # 2 (ver dibujo I-1), se aprisiona aún más en él, y esto da lugar a que la caña no corra en el conductor #2, ocasionando paradas de hasta de 1 hora de duración, hasta aflojar un poco el paquete de caña.

Todo esto lógicamente da lugar a paradas de molienda, con las lógicas molestias en fabricación y conociendo que una hora de parada cuesta.. \$50.000 suponiendó que la caña se pierda, pero como ello no sucede, se considera que oscila alrededor de \$ 20.000.

Por estadística se conoce que: 1) en la zafra del 71 hubo un promedio de 7,5 ~~horas de~~ paradas por semana con 1,1 horas de duración cada parada, lo que originó una pérdida de más o menos \$ 165.000 por semana. 2) En la zafra del 72 hubo un promedio de 7 ~~horas de~~ paradas por semana con un duración de 1 hora. Esta baja en las paradas se debe a la mayor experiencia del personal para solucionar estos casos de atoros, etc; pero el problema en si sigue y seguirá existiendo si no, se instala un nuevo sistema de alimentación de caña.

Como solución a todo lo anteriormente citado, se tiene, como ya se ha hecho en otros países reconocidos mundialmente como fuertes productores de azúcar, como Brasil, Perú, Java (Protectorado Holandés), Cuba, etc; que es necesario la instalación de un sistema especial conocido como Mesa Alimentadora de Caña, y que ha dado excelentes resultados en ingenios como Casa Grande en el Perú, con capacidad de molienda de 10.000 tons. de Caña por día; La Ramona, en Cuba, con capacidad de 8.000 Tons. por día; etc.

Cabe anotar que la mesa alimentadora en si es, como su nombre lo indica, 1 sistema de alimentación de caña al conductor principal de un Ingenio; de forma rectangular o cuadrada, bastante amplia en superficie con una inclinación hacia arriba de más o menos  $12^{\circ}$ , de construcción bastante sencilla, y que tiene un gran número de cadenas arrastradoras (refer. manual para Ingenieros Azucareros, de Hugot, pg ).- NOTA: ver el proyecto general del tema (Planos # I-2 y I-3 ).-

Por último cabe hacer hincapié en el hecho de que la producción de azúcar en todo país productor de dicho elemento representa un gran factor económico, ya que la demanda del exterior por obtener azúcar en grandes cantidades, va en aumento cada vez más, y es así que países como EEUU. Francia, Japón etc. han aumentado sus cuotas de azúcar, y la requieren con interés.

Es por ello incluso que en Ecuador hay proyectos para instalar 2 Ingenios más: El de Taura, y otros en la Provincia de El Oro; así mismo de capacidad de molienda superior a las 6.000 Tons. por día (7.000 u 8.000 Tons. los cuales también necesitarán de Mesas Alimentadoras de

Caña para poder obtener el máximo de molienda que su capacidad lo permita; por ser Ingenios grandes y modernos como el de Aztra, que es en base al cual se refiere mi proyecto.

Proyecto General del Tema.-

Como se ha dicho, estos sistemas de mesas alimentadoras de caña, siendo utilizados en ingenios de otros países, como Perú, Brasil, Cuba etc. Me ha servido como referencia de la forma y características principales que deberá tener el sistema que voy a calcular y diseñar, ciertos planos, esquemas fotografías, etc. de mesas alimentadoras del Ingenio " Casa Grande ", en el Perú, que es de una capacidad de molienda de 10.000 Tons por día .

Uno de los esquemas que me servirá es el del sistema total de transmisión que se emplea generalmente en estos casos ( referencia dibujo I - 4 ) . Además también se puede ver en el dibujo I - 2, una vista lateral de la mesa esquematizada.

## CAPITULO II

Factibilidad del Proyecto .- Estudio de las Líneas de Espera que se producen con los Sis temas actuales de Descarga; y Datos Estadísticos .

A) Razones del Proyecto.- En primer lugar, cabe anotar que el proyecto que estoy presentando es una necesidad inmediata de los ingenios del país, en particular del Ingenio Aztra, que es el de mayor capacidad de molienda (7.000 Tons. /hora), por razones entre las cuales las principales son:

a) Cuantiosas pérdidas económicas debido a atoros en niveladores y machetes, por sobrecarga debido a una mala alimentación de caña al Conductor principal; lo cual ocasiona paradas de hasta 2 horas, en caso de atoros fuertes; y por experiencia se conoce que 1 parada de molienda suponiendo que la caña se pierda da lugar a una pérdida de..

\$20.000 /hora. A esto cabe añadir que el número de paradas por semana "debido a estos problemas" ha llegado a un máximo de 12 por semana, con un promedio de 1,1 horas de duración de cada parada, lo cual ha originado una pérdida de más o menos \$ 270.000 en esa semana.

b) Notables pérdidas en la extracción de jugo (:sacarosa); debido a la discontinuidad en el abastecimiento de caña a los molinos, causado por no venir un colchón uniforme de caña en los conductores, o por venir claros o espacios vacíos en dicho colchón. Lógicamente estas pérdidas en la extracción ocasionan: 1) que se produzca menor cantidad de azúcar que lo normal que es más o menos de 1,6 quintales /Ton de caña. 2) Como esta azúcar o mejor dicho sacarosa que no es extraída en los molinos, va en el bagazo que casi siempre es utilizado como combustible en Calderas, esto da lugar a que dicho bagazo no quemé bien siendo entonces necesario entonces quemar petróleo con algunos quemadores, para evitar la caída brusca de presión en los calderos; y esto lógicamente conociendo que un galón de petróleo Bunker (residuo) es de más o menos \$1,89/galón; da lugar a pérdidas económicas aparte de que se pierde de vender ese bagazo a las industrias papeleras.

Solamente ya con lo anotado anteriormente nos damos cuenta de la necesidad de instalar la Mesa Alimentadora, con la cual se evita en gran parte estos problemas, por su abastecimiento uniforme y constante de caña al conductor principal.

Ahora, es idea general en ingenios del exterior, como en Perú, Brasil, Java, etc usar el sistema de lavado de caña sobre la mesa alimentadora, pues con ello se obtiene una mejor limpieza de la caña. Esto es necesario pues debido a la suciedad en caña, tierra principalmente, se baja en lo referente a la calidad del azúcar, cuando no se ha clarificado bien el guarapo que ha sido previamente calantado; así mismo se producen problemas en los filtros de cachaza, evaporadores, calentadores etc. que son sistemas de intercambiadores de calor, y que por efectos de la tierra que va en el guarapo se obstruyen y deterioran los platos de las calandrias; y así una serie de dificultades las cuales se pueden obviar con un buen lavado de caña, ya que por expe-

ran rápidamente los tubos de las calandrias; y así una serie de dificultades las cuales se pueden Obviar con un buen lavado de caña, ya que por experiencia se conoce que más o menos el 1,2% del peso en caña corresponde a tierra y otras impurezas del campo, sobre todo cuando se tiene un sistema de cortado de caña por medio de máquinas cortadoras que a veces arrancan de raíz la caña ; y si se llenan con máquinas llenadoras que cojen bultos de caña con tierra y lo demás y los depositan sobre los carretones; equipos todos estos que se usan en los Ingenios del país , y particularmente en Aztra.

Por todo ello es conveniente cambiar el sistema de lavado del conductor principal y colocarlo sobre la mesa alimentadora; pues en ésta los paquetes van más abiertos , flojos, y a menor velocidad, que en aquel, todo lo cual favorece un mucho mejor lavado de la caña.-Además con ello se evita el desgaste rápido que sufren los bocines de las ruedas y las ruedas mismas de las cadenas laterales del conductor .

Además una ventaja que se obtiene con el sistema de alimentación que estoy tratando , es que la mesa bien puede servir como reservorio de caña en caso que el transporte llegue bastante discontinuado ,pues a medida que llegaren los carretones, estos se los iría vaciando, sin(necesidad) tener que esperar para ser descargados , como ocurre con los sistemas actuales de descarga para evitar que vayan espacios vacios en los conductores, o para evitar tener que parar cada cierto tiempo la molienda por falta de caña.

NOTA: En el cap VIII.- recomiendo un sistema de grúa móvil para un mejor servicio de la mesa alimentadora de caña.

Asi mismo se puede obtener un mayor Tons/m<sup>3</sup> a lo largo del conductor principal , con el sistema que voy a calcular y diseñar se puede tener una alimentación mayor en cantidades razonables y permisibles, y uniforme.

Además habría la posibilidad de usar carretones de mayor capacidad de carga, lo que hasta ahora no se ha podido hacer, pues habria el peligro de que al virar la caña de los carretones sobre el conductor, se alimente demasiada carga a él y esto ocasiona atoros ya sea en niveladores o machetes.

Como conclusión a todo esto se ve la inmensa necesidad de usar el sistema de mesas alimentadoras de caña no sólo en el Ingenio Aztra, q/ que es el que me sirve de referencia, sino para todos los demás ingenios del país, claro está con menores dimensiones que para Aztra, por ser de menor capacidad de molienda y disponer de conductores más angostos y menos largos.

B) Condiciones favorables para realizar el proyecto.- La decisión de calcular y diseñar este proyecto se debe a que se dispone de condiciones de diferente índole: económico, de espacio, facilidad de encontrar

el material y equipos necesarios, etc , como para realizarlo.

- Por lo general siempre hay suficiente espacio alrededor del conductor principal de caña, por estar colocado fuera de la fabrica misma y ser de gran longitud : 41 mts en total, repartidos asi:25 mts del tramo horizontal y 16mts del tramo inclinado; y alrededor es una explanada grande.-

--Así mismo la resistencia del suelo es suficiente, por ser terrenos secos; razón por la cual no hay necesidad de pilotear el terreno, considerando además que la construcción en si de la mesa, es relativamente sencilla y no muy pesada, y que el trabajo que realiza no da lugar a mayores movimientos vibratorios.

-- Es de anotar que el equipo de herramientas (llaves, tecles, raches etc) y maquinaria ( soldadura eléctrica y autógena, grúas, cortadoras taladros, cizalladoras, torno grande etc) necesarias para llevar a cabo el montaje, se encuentra en el Ingenio, pues en la fabrica por ser en su mayoría todo equipo muy pesado, como lo son los molinos, conductores, reductores sumamente grandes, bombas verticales de gran capacidad, bombas de vacio etc. todos ellos equipos pesados; razón por la cual en todo ingenio se encuentra herramientas y equipos suficiente para el buen mantenimiento de dicha maquinaria. Claro está que ciertas máquinas como mezcladoras de concreto, y otras, tendrán necesariamente que alquilárselas no siendo ningún inconveniente esto.

-- En lo referente al material sus costos , y la facilidad para encontrar dichos elementos , cabe citar que como se ve en el Proyecto General del cap anterior lo único de mayor costo seria lo referente a: el motor reductor; cadenas de transmisión; cadenas de transportación sus ruedas catalinas, conductoras y grúas ; ejes de transmisión todo lo cual habria que importar del exterior, tomando como referencia la compañía LINK - BELT (EE/OU), que tiene todo ello en stock, según el catalogo 2.050 ; menos para los ejes de transmisión que sería conveniente pedirlos Alemania o Suecia que es donde se encuentra con más facilidad acero de elevada resistencia a los esfuerzos y que es lo que necesitaré sobre todo para el eje motriz de la mesa debido a su baja velocidad ( R P M).-

Ahora en lo referente a planchas, platinas, ángulos, vigas, etc, como estas no van a ser de mayores dimensiones es fácil encontrarlas en el mercado local (:MACISA;ACERO COMERCIAL ECUATORIANO;LA FERRETERA etc).

En fin vemos en el proyecto general que no necesitaré de materiales o equipos demasiado especiales, que dificulten la realización del proyecto, ya sea por su escasez o por su elevado precio.

también es importante anotar que todo Ingenio, en especial Aztra p

por su volumen de trabajo cuenta con un gran número de técnicos, extranjeros y nacionales, en las diferentes ramas: Ingeniería mecánica eléctrica, Civil; todo lo cual asegura un éxito total en la realización del proyecto en cuestión.- Así mismo se dispone de suficiente personal obreros de planta en las diferentes ramas técnicas; por lo que no habría necesidad de contratar personal foráneo lo que representaría un gran desembolso económico.

--Un punto importante que es necesario acatar es que, como se ve en el proyecto general del tema, se necesitará de 2 grúas o winches hidráulicos para descargar 2 carretones a la vez sobre la mesa alimentadora.-Pues bien estas grúas se las tiene ya en el Ingenio una de las cuales vira la carga de los carretones de la Empresa sobre el conductor principal, uno por uno; y la otra que acciona un cable que engancha la carga de los carros particulares, y la descarga sobre el conductor .

Es decir que en este aspecto, lo único que tendríamos que hacer es pasar el un winche al lado del otro, y nada más.

Con todo esto queda demostrado que el proyecto en cuestión es sumamente factible realizarlo no sólo para Aztra sino para cualquier ingenio del país, claro está con las modificaciones del caso.

A continuación haré un estudio para demostrar la necesidad de realizar este proyecto: "Estudio de las Líneas de Espera que se producen con los sistemas actuales de descarga, y las que se producirán con el sistema que voy a calcular " /.

### C) LÍNEAS DE ESPERA QUE SE PRODUCEN CON EL SISTEMA ACTUAL DE DESCARGA PARA EL TRANSPORTE PROPIO DE LA EMPRESA.-

A menudo se presentan situaciones en las que unidades que llegan a recibir servicio deben esperar antes de que puedan obtenerlo, que es lo que sucede con el sistema actual de descarga de caña de los carretones de la empresa. Para ello cabe anotar que si se conocen las "leyes" que gobiernan las llegadas, los tiempos de servicio y el orden en el que las unidades que llegan se atienden; entonces el caso puede analizarse y estudiarse matemáticamente.

#### Asumpciones previas:

---Disciplina de la cola:

El primero que llega, el primero que sale; una unidad entra a servicio en el momento que la estación queda vacía .

---El proceso de la línea de espera eventualmente se hace estable, en el sentido de que la probabilidad de que unidades que están en espera en cualquier instante, permanece igual en el transcurso del tiempo.

---Las diversas propiedades de una línea de espera tales como el número

de unidades en la línea en cualquier instante o el tiempo de espera de una llegada particular, son variables aleatorias .-

A continuación voy a encontrar las leyes que gobiernan las llegadas y los tiempos de servicio.-

1) LEY QUE GOBIERNA LAS LLEGADAS.- En base al concepto de Muestreo, u usado en ESTADÍSTICA, escojo un diacualquiera normal de molienda, cuando la caña viene de cerca, que es la mayoría.

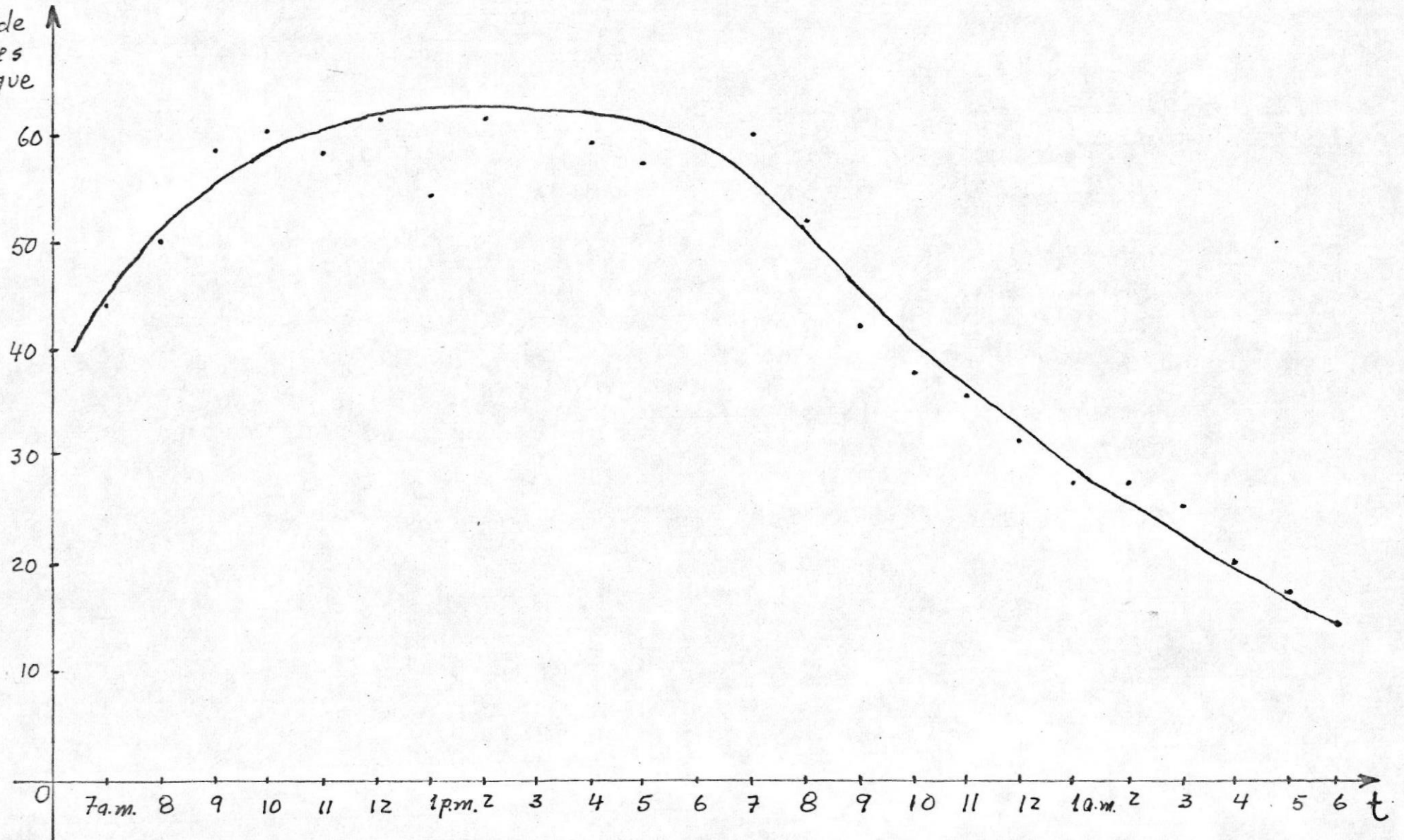
Los datos obtenidos de ese día (22 de octubre de 1971), durante las 24 horas de molienda son:

Tabla # 1

<u>HORAS</u>	<u>CARRETONES DOBLES QUE LLEGAN</u>
7 a.m.	44
8 a.m.	50
9 a.m.	58
10 a.m.	60
11 a.m.	58
12 a.m.	62
1 p.m.	54
2 p.m.	62
3 p.m.	63
4 p.m.	59
5 p.m.	57
6 p.m.	59
7 p.m.	60
8 p.m.	52
9 p.m.	42
10 p.m.	38
11 p.m.	36
12 p.m.	32
1 a.m.	28
2 a.m.	28
3 a.m.	26
4 a.m.	21
5 a.m.	17
6 a.m.	15

Graficando la curva de distribución según los datos obtenidos anteriormente, tengo lo siguiente :

número de  
carretones  
dobles que  
llegan.



Examinando la forma de la Curva de Distribución obtenida deduzco que la ley que gobierna las llegadas es del tipo POISSON ( ref.-Introduction to Probability and Random Variables por Wodsworth y Bryan Pág 71 .-fig 3-11) para  $u = 3$

Conociendo esto, calculo el valor promedio de llegadas en 1 hora :

$$U.T.M. = \frac{44 \ 50 \ 58 \ 60 \ 58 \ 62 \ 54 \ 62 \ 63 \ 59 \ 57 \ 59 \ 60 \ 52 \ 42 \ 38 \ 36 \ 32 \ 28 \ 28}{24}$$

$$\frac{26 \ 21 \ 17 \ 15}{24} = \frac{1.150}{24} = 48 \frac{\text{llegada}}{\text{hora}}$$

2) LEY Q/ GOBIERNA LOS TIEMPOS DE SERVICIO.-

Como inicialmente consideré el tiempo de espera como una "variable" aleatoria que representa al tiempo entre llegadas consecutivas; entonces una consecuencia adicional es que este valor del tiempo ( $t$ ) siga una distribución exponencial ( ref. Investigación de Operaciones por Sasiem; pag 143 Ec 6.3).-

-- Por experiencia , según datos obtenidos en el laboratorio (Sección báscula de caña) se tiene que el tiempo promedio de descarga de un carretón es 0,6 minutos.

Conociendo ya estos datos:

- a) Llegadas del tipo POISSON.
- b) Tiempos de servicios (ó de llegadas) exponenciales.
- c) Existe una sola estación de servicio para los carretones de la empresa.

Luego procedo a realizar los cálculos referentes a la líneas de espera que se producen con el sistema actual de descarga:

Datos previos:

d) Tasa media de llegada ( $\lambda$ ) =  $\frac{48 \text{ llegadas de carretones dobles}}{60 \text{ minutos}} = 0,8$

llegadas, pero como considero carretones simples:  
minutos.

$$\lambda = 1,6 \frac{\text{llegadas}}{\text{minuto}}$$

e) Tasa media de servicio ( $u$ ) =  $\frac{1 \text{ carretón simple}}{0,6 \text{ minutos}} = 1,66$

(Ref.- Investigación de operaciones.- Sasiem.- Capítulo #6.- página 143)

Con estos datos calcularé:

1) Longitud media de la cola.-  $E(m)$ .- o sea cuantos carretones van a estar esperando en la cola término medio;

$$E(m) = \frac{\lambda^2}{u(u-\lambda)} \text{ (referencia.- Investigación de operaciones.- página 149.- Ecuación #6.15).}$$

$$E(m) = \frac{2,56}{1,66(1,66-1,6)} = \frac{2,56}{0,1056} = 25,6 \text{ carretones simples.}$$

$$E(m) = \frac{2,56}{1,66(1,66-1,6)} = \frac{2,56}{0,1} = 25,6 \text{ carretones simples.}$$

$$\therefore E(m) = 25,6 \text{ carretones simples} = 12,8 \text{ carretones dobles.}$$

2) Longitud media de colas no vacías. -  $E(m/n)$ . - o sea sólo para los días que hay espera. -  $E(m/n) = \frac{u}{u-\lambda} = \frac{1,66}{1,66-1,6} = \frac{1,66}{0,06} =$

$$27,6 \text{ carretones simples. (ref. Ec. 6.16)}$$

$$\therefore E(m/n) = 13,8 \text{ carretones dobles.}$$

3) Número medio de unidades en el sistema. -  $E(n)$ . Es decir que están en espera y en servicio. -

$$E(n) = \frac{\lambda}{u-\lambda} = (\text{ref. Ec. 6.17})$$

$$E(n) = \frac{1,6}{0,06} = 26,6 \text{ carretones simples.}$$

$$\therefore E(n) = 13,3 \text{ carretones dobles.}$$

4) Tiempo medio de espera de una llegada. -  $E(\omega)$ . -

$$E(\omega) = \frac{\lambda}{u(u-\lambda)} = \frac{1,6}{1,66(1,66-1,6)} = \frac{1,6}{0,1} = 16 \text{ minutos.}$$

5) Tiempo medio de espera de una llegada que tiene que esperar. -

$E(\omega/\omega)$ . -

$$E(\omega/\omega) = \frac{u}{\lambda(u-\lambda)} = \frac{1,66}{1,6 \times 0,06} = 17,6 \text{ minutos.}$$

6) Tiempo medio que una llegada pasa en el sistema. -  $E(v)$

$$E(v) = \frac{1}{u-\lambda} = \frac{1}{0,06} = 16,6 \text{ minutos.}$$

D).- LÍNEAS DE ESPERA QUE SE PRODUCIRÍAN CON LA INSTALACION DE UNA MESA ALIMENTADORA DE CANA. -

Consideraciones Preliminares:

a) Los carretones serán descargados de 2 en 2 cada vez pues como se dijo anteriormente se necesitará 2 winches para descargar la caña de los carretones sobre la mesa alimentadora. - Es decir que ya no será una sola estación de servicio como en el caso anterior sino dos estaciones de servicio ( Ref.-Investigación de operaciones.-Pag 153.

Luego:  $k = 2$

b)  $\lambda = 1,6$

c)  $u = 1,66$

d) Calcularé un valor  $P_0$  necesario para los cálculos subsiguientes

$$P_0 = \frac{1}{\left[ \sum_{n=0}^{k-1} \frac{1}{n!} \left( \frac{\lambda}{u} \right)^n \right] + \frac{1}{k!} \left( \frac{\lambda}{u} \right)^k \frac{ku}{ku-\lambda}}$$

Condición:  $ku > \lambda$

$$2 \times 1,66 > 1,6$$

Luego sí puedo utilizar la formula expuesta para  $P_0$ ; y todas las demás que utilizaré más adelante ( ref Pag 154 )

$$P_0 = \frac{1}{\left[ \frac{1}{0!} \left( \frac{1,6}{1,66} \right)^0 + \frac{1}{1!} \left( \frac{1,6}{1,66} \right)^1 \right] + \frac{1}{2!} \left( \frac{1,6}{1,66} \right)^2 \times \frac{2 \times 1,66}{2 \times 1,66 - 1,6}}$$

$$P_0 = \frac{1}{(1+0,96) + \frac{1}{2} \times 0,92 \times 1,93}$$

$$P_0 = \frac{1}{2,83} = 0,36$$

Cálculos: ( ref Pag 154 )

1) Longitud media de la cola. -  $E_1$  ( m )

$$E_1 (m) = \frac{\lambda u \left( \frac{\lambda}{u} \right)^k}{(k-1)! (ku-\lambda)^2} \times P_0$$

$$E_1 (m) = \frac{1,6 \times 1,66 \times \left( \frac{1,6}{1,66} \right)^2}{1! (2 \times 1,66 - 1,6)^2} \times 0,36 = \frac{2,7 \times 0,92}{2,94} \times 0,36 =$$

$$0,34 = E_1(m)$$

Luego: 0,34 carretones estarán esperando en la cola término medio.

Por tanto:  $E_1 (m) \ll E (m)$

2 )- Número medio de unidades en el Sistema .-

$E_1 (n) .-$

$$E_1 (n) = \frac{\lambda u \left( \frac{\lambda}{u} \right)^k}{(k-1)! (ku-\lambda)^2} P_0 + \frac{\lambda}{u} = 0,34 \times \frac{1,6}{1,66} = 0,34 + 0,96$$

$$E_1 (n) = \underline{1,3 \text{ carretones}}$$

Luego:  $E_1 (n) \ll E (n)$

3 ) Tiempo medio de espera de una llegada .-  $E_1 ( w )$  .-

$$E_1 ( w ) = \frac{u \left( \frac{\lambda}{u} \right)^k}{(k-1)! (ku - \lambda)^2} P_0 = \frac{1,66 \left( \frac{1,6}{1,66} \right)^2}{1! (2 \times 1,66 - 1,6)^2} \times 0,36$$

$$= \frac{1,53}{2,94} = 0,52 \text{ minutos}$$

Luego:  $E_1 ( w ) \ll E ( w )$

4 ) Tiempo medio que una llegada pasa en el sistema .-  $E_1 ( v )$  .-

$$E_1 ( v ) = \frac{u \left( \frac{\lambda}{u} \right)^k}{(k-1)! (ku - \lambda)^2} P_0 + \frac{1}{u} = 0,52 + \frac{1}{1,66} = 0,52 + 0,6 =$$

$$= 1,12 \text{ minutos}$$

Luego:  $E_1 ( v ) \ll E ( v )$

Conclusión .- De todo lo anterior se demuestra claramente que la realización del proyecto tratado es conveniente en alto grado.

### CAPITULO III

#### FUERZA MOTRIZ DEL SISTEMA

- a) Selección del motor para el sistema.
- b) Cálculo y Diseño de los Reductores de Velocidad.
- c) Cálculo y Selección de las cadenas de transmisión de potencia y diseño de sus partes esenciales.

## SELECCION DEL MOTOR.-

Entre los cálculos referentes a la Mesa Alimentadora que se harán en el capítulo V, se calcula la potencia necesaria para el buen funcionamiento de la misma, y se encuentra que es aproximadamente 98 HP, con las condiciones que se anotan allí ; y que será la potencia que deberá tener el motor del sistema .

Ahora bién el tipo de motor que escojeré deberá reunir las características aconsejadas de acuerdo a las condiciones de trabajo a que estará sometido, siendo esto muy importante para el normal funcionamiento del mismo sin peligro de sufrir algún daño grave. Así mismo se considerará el aspecto económico y la facilidad de encontrarlo en el mercado local , y sus repuestos.

Con estos datos preliminares , procedo a escojer un motor de 1... 1.750 R.P.M. de velocidad , que es de los que normalmente se encuentran en el mercado . Además es bastante económico en el precio ya que dispone apenas de dos polos , es de construcción sencilla y de tamaño normal, no grande .

Claro está que se podría seleccionar un motor de mucho menor R.P.M. , como por ejemplo 1.000 o 1.200 R.P.M., con lo cual me evitaría tener que usar un reductor de velocidad demasiado grande , y varias etapas de reducción por medio de transmisión por cadenas, considerando que el eje motriz de la mesa deberá girar apenas a 0,5 R.P.M. con lo cual me evitaría tener que usar 1 reductor de velocidad demasiado grande, y varias etapas de reducción por medio de transmisión

, considerando que el eje motriz de la mesa 5 R.P. M., para tener una velocidad de la moto, según cálculo que se harán en el caso, pero en cambio, como se sabe que el número es inversamente proporcional a las R.P.M. por mayor cantidad de polos (4, 6, 8, por serán sus R.P.M.; es decir que resulta de mayor tamaño, construcción más compleja y es difícil de encontrar en el mercado, entre otros

usar un motor de relativa alta velocidad se necesita para el sistema en cuestión, sistema de reducciones de velocidad, apropiado al motor; como se ve claramente en (Fig. 4 ).

que deberá tener el motor escogido

Introducción  
Selección del Motor

a ) Motor sincrónico , trifásico de corriente alterna .- pues el motor debe tener una elevada potencia que es de 98HP.

Una característica especial de este motor es que no puede arrancar por si solo , pues a causa de la inercia de la parte móvil (inductor) los polos inducidos habían cambiado de polaridad antes de haya arrancado el inductor . Precisa pues arrastrar al rotor a la velocidad de sincronismo por medio de un motor auxiliar (motor de corriente continua o asincrónico ) que seria en realidad un arrancador colocado en el extremo del árbol, por ejemplo .Una vez que se ha obtenido la velocidad de régimen el motor sincrónico está acoplado y entra a funcionar por si solo /.-

Este tipo de motor con arrancador en el rotor es el aconsejado para estos casos de transportadores elevadores ( ref. motores eléctricos por Bonafous , cap VI ; pag 85 artículo c ).-

Otras características aparte del arranque por arrastre artificial del rotor , son :

- Velocidad constante y funcionamiento estable si la carga no rebasa cierto límite .

-Si la carga sobrepasa el valor límite , el motor no puede ya seguir las alternancias de la corriente en el estator, se "desacopla" el motor y su rotor se inmoviliza rápidamente ; con lo cual se protege al motor de quemarse , condición muy necesaria que debe tener el motor de la mesa alimentadora , debido a que está sujeto a sufrir fuertes sobrecargas e impactos que de no tener esa protección se tendría que cambiar de motor cada vez que se produzca una elevada sobrecarga ,

- El motor sincrónico sobrecargado mejora el factor de potencia de una red. se porta como un condensador.

b ) Grado de Protección: tipo P-33, cerrado a ambos lados , y que tiene el aislamiento aconsejado cuando las condiciones de trabajo son en medio de polvo, y la humedad, y en clima tropical , que es mi caso .

c ) Velocidad en R.P.M. = 1.750

d ) Potencia útil en HP= 98\ según cálculo que realizaré en el cap v para potencia necesaria para el buen funcionamiento de la mesa.

e ) Características de la corriente eléctrica : 1) Trifásica  
2) 440 V.  
3) 60 ciclos

f) Modo de ventilación : artificial

Resumiendo, lo anteriormente dicho tengo que el motor a usar tendrá las siguientes características.

- 1) Sincrónico de anillos con arrancador en el rotor.
- 2) Características de la corriente eléctrica :
  - alterna
  - trifásica
  - tensión = 440 v
  - frecuencia = 60 ciclos
- 3) Velocidad constante
- 4) Funcionamiento estable
- 5) protección P-33
- 6) ventilación artificial
- 7) Velocidad = 1750 R.P.M.
- 8) Potencia útil = 98 HP.

---REDUCCION DE VELOCIDAD.---

Conociendo que :

motor = 1.750 R.P.M. ; 98 HP

eje motriz de la mesa = 0,5 R.P.M.

tengo que la razón de reducción total de velocidad será :

$$r = \frac{0,5}{1.750} = \frac{1}{3.500}$$

Al conocer que el valor de r es demasiado elevado , deduzco que necesitaré usar no sólo un reductor , pues de ser así , este sería sumamente grande , o quizá necesitaría usar más de dos reductores grandes , todo lo cual sería sumamente caro , y sobre todo con gran dificultad para encontrar repuestos en el mercado .

Es por ello que además del reductor acoplado directamente con el motor , necesitaré dos o más sistemas adicionales de reducción de velocidad , en base a cadenas de transmisión . I me decido a usar cadenas y no trenes de engranaje , porque ellas se emplean para transmitir grandes potencias entre árboles próximos y a poca velocidad ; y esto se entiende pues en las cadenas aproximadamente la mitad del número total de los dientes de la catalina transmiten los esfuerzos , y no como en los engranajes que solo transmiten 2 o 3 pares de dientes ( ref. Mecanismos por Celso Máximo, pag 450 )

Asumpción: Usaré tres sistemas adicionales de reducción de velocidad (Transmisión por cadenas )

Idealizando el sistema total , y considerando un tren de engranajes incluyendo el reductor , tendré que : ( NOTA: Ver el proyecto general del tema .- cap I ).-

$$r_t = r_A \times r_B \times r_C \times r_D = \frac{N_A}{N_C} = \frac{1.750}{0,5} = 3.500$$

Donde :  $r_A$  = razón de reducción de velocidad del reductor

$r_B$  = razón de reducción de velocidad de la primera etapa adicional al reductor .

$r_C$  = razón de reducción de la velocidad de la segunda etapa de reducción adicional reductor etc.

$r_D$  = razón de la reducción de velocidad de la tercera etapa de transmisión.

$N_A$  = R.P.M. de entrada al reductor

$N_C$  = R.P.M. del eje motriz de la mesa .

$$3.500 = r_A \times r_B \times r_C \times r_D$$

Sé que :

$$r = \frac{n_1}{n_2} = \frac{N_2}{N_1} = \frac{D_2}{D_1} \quad \textcircled{A}$$

Donde:  $n$  = r.p.m.

$N$  = N° de dientes

$D$  = Diámetro primitivo de las ruedas catalinas.

Existen ciertas limitaciones o reglas para el diseño de las catalinas de transmisión

a) El ángulo de trabajo o acción debe ser igual o mayor que el ángulo de paso .

b) El arco de acción será ordinariamente no mayor de  $30^\circ$ ; luego no sería conveniente usar una rueda que tenga menos de 12 dientes para velocidades muy bajas y por limitaciones de espacio ( Ref Shigley pg 561 )

c) La rueda no debe tener más de 70 dientes.

Luego según estos datos , la  $r$  máxima para los sistemas de transmisión por cadenas , sería por sistema considerando los valores aconsejados :

a) rueda chica = 12 dientes

b) rueda grande = 60 dientes

( ref. Proyectos mecanicos .- Shigley Pág. 561)

asumiendo que  $r$  del reductor = 96

tengo en  $r_t$ :

$$r_t = 96 \times r_B \times r_C \times r_D$$

Valores exactos de las razones de reducción que tendrán los tres sistemas de transmisión adicionales al reductor.-

$$r_t = r_A \times r_B \times r_C \times r_D$$

$$r_t = 3.500 = 96 \times r_B \times r_C \times r_D$$

$$\text{Luego: } r_B \times r_C \times r_D = \frac{3.500}{96} = 36,56$$

Si considerara :  $r_A = r_B = r_C$  tendré :

$$r_A = r_B = r_C = \sqrt[3]{36,56} = 3,5$$

Pero si asumo :

$$1) \quad r_B = 3,5$$

$$\text{Luego: } r_B \times r_C \times r_D = 36,56$$

$$3,5 \times r_C \times r_D = 36,5$$

$$r_C \times r_D = \frac{36,5}{3,5} = 10,44$$

$$\text{Por tanto: } r_C = r_D = \sqrt[2]{10,44} = 3,23$$

Comprobación :

$$r_t = r_A \times r_B \times r_C \times r_D = 3.500$$

$$96 \times 3,5 \times 3,23 \times 3,23 = 3.498 \quad (\approx 3.500)$$

Desprecio la diferencia de 2 en  $r_t$ , considerando el elevado valor del mismo .

#### A .- CALCULO Y DISEÑO DEL REDUCTOR

a ) HP motor = 98

b ) R.P.M. entrada del reductor = 1750

c ) razón de reducción de velocidad (  $r$  ) = 96

d ) HP del reductor ( capacidad de potencia ) = 106

#### Asumpciones iniciales .-

a) Debido al elevado valor de  $r$ , decido usar 3 etapas de reducción .- con ejes paralelos : según se verá en el gráfico posterior.

b) etapa 1 - 2 .- Engranajes helicoidales simples ; debido a su elevada velocidad. ( ref. Shigley pag 458)

etapas 3 - 4 y 5 - 6 .- Engranajes rectos ; debido a que estos tienen baja velocidad y porque no interesa el ruido que produzcan, ya que el sistema está fuera del ingenio.

c) etapa 1 - 2 .-

- ángulo que forman los ejes =  $0^\circ$
- ángulo de las hélices de los engranajes :  
 $\phi_1 = 45^\circ$  ;  $\phi_2 = 45^\circ$

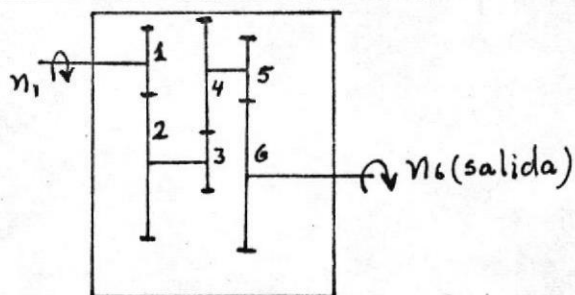
d) Idealizando el sistema, asumo que no hay pérdidas de potencia transmitida de una etapa a otra ; por ello escojo una capacidad de potencia del reductor mayor que los 98 HP del motor.

- cálculo y Diseño .-

. limitaciones.- tengo un tren de engranajes donde por regla general se observan las siguientes limitaciones para el Diseño:

- a) El ángulo de trabajo o acción debe ser igual o mayor que el ángulo de paso .
- b) El arco de acción será ordinariamente no mayor de  $30^\circ$ .- Por tanto no sería conveniente que un engranaje tenga menos de 12 dientes
- c) No es deseable que el ángulo de paso de un engranaje de tamaño normal , sea menor que  $4^\circ$  o  $5^\circ$  por tanto un engranaje no debe tener más de 72 dientes .

. Idealización del sistema .-



- cálculo del número de dientes de los engranajes :

$$\text{sé que } : r = 96 = \frac{n_1}{n_6} = \frac{1750}{n_6}$$

$$\therefore , n_6 = \frac{1750}{96} = 18,3 \text{ R.P.M.}$$

$$r = 96 = \dots \frac{n_1}{n_6} = \frac{1.750}{n_6}$$

$$\text{Luego } n_6 = \frac{1750}{96} = 18,3 \text{ R.P.M.}$$

$$r = 96 = \frac{N_2}{N_1} \times \frac{N_4}{N_3} \times \frac{N_6}{N_5}$$

Donde:  $N$  = número de dientes

conociendo la regla general : Un engranaje no debe tener menos de 13 dientes ni más de 72 dientes ; asumo :  $N_1 = 17$  dientes

$$N_2 = 72 \text{ dientes}$$

$$\text{Luego } r = 96 = \frac{72}{17} \times \frac{N_4}{N_3} \times \frac{N_6}{N_5} = 4,23 \times \frac{N_4}{N_3} \times \frac{N_6}{N_5}$$

$$\frac{N_4}{N_3} \times \frac{N_6}{N_5} = \frac{96}{4,23} = 22,8$$

$$\frac{N_4}{N_3} = \frac{N_6}{N_5} = 22,8 = 4,77$$

Cálculo de  $N_4$  y  $N_3$

$$\text{sé : } \frac{N_4}{N_3} = 4,77$$

si asumo  $N_3 = 15$  dientes.

$$N_4 = 15 \times 4,77 = 71,55 = 72 \text{ d}$$

$$N_4 = 72 \text{ dientes}$$

$$N_3 = 15 \text{ dientes}$$

donde me da :

$$r_b = \frac{N_4}{N_3} = 4,8$$

$$\text{Luego } r_{ax} \times r_{bx} \times r_c = 96$$

$$4,23 \times 4,8 \times r_c = 96$$

$$r_c = \frac{96}{20,3} = 4,72 \dots 4,72$$

Cálculo de  $N_5$  y  $N_6$

$$\text{sé : } \frac{N_6}{N_5} = 4,72$$

si asumo basándome en las limitaciones expuestas anteriormente:

$$N_5 = 13 \text{ dientes}$$

Luego

$$N_6 = 13, \text{dientes} \times 4,72 = 62 \text{ dientes}$$

Por tanto resumiendo :

$$N_1 = 17 \text{ d.}$$

$$N_3 = 15 \text{ d}$$

$$N_5 = 13 \text{ d.}$$

$$N_2 = 72 \text{ d.}$$

$$N_4 = 72 \text{ d}$$

$$N_6 = 62 \text{ d.}$$

Compruebo el  $r$  requerido

$$r = r_a \times r_b \times r_c = \frac{72}{17} \frac{72}{15} \frac{62}{13} = 4,23 \times 4,8 \times 4,73 =$$

$$= 96,01 \approx 96$$

A ) ENGRANAJES 1 - 2.- ( Helicoidales )

-- Cálculo del pitch del engranaje 1 - 2.-

$$P_1 = 232 \sqrt[3]{\frac{H}{n_1 N_1}} \quad \text{Ref : Mecanismos Celso Máximo Pag 309 )}$$

donde:  $p$  = pitch en mm

$H$  = Potencia en H P

$n_1$  = R.P.M. de la rueda 1

$N_1$  = Número de dientes de la rueda

$$P_1 = 232 \sqrt[3]{\frac{106}{1.750 \times 17}} = 232 \sqrt[3]{0,0035} = 232 \times 10^{-1} \sqrt[3]{3,5}$$

$$= 232 \times 0,15 = 34,8 \text{ mm ( 1,37 )} = P_{1-2}$$

- Cálculo del diámetro primitivo .- del engranaje 1 .-

$$\text{se que } P_1 = \frac{\pi D_1 \cos \psi_1}{N_1} \quad (\text{Ref. Celso Máximo pg 344.- Ec5})$$

donde:  $D_1$  = Diámetro primitivo del engranaje en mm

$\psi_1$  = ángulo de inclinación de la hélice

de donde :

$$D_1 = \frac{P_1 N_1}{\pi \cos 45^\circ} = \frac{3418 \text{ mm} \times 17}{3,14 \times 0,7} = 268 \text{ mm} = 10,55''$$

$$\text{Luego: } R_1 = 134 \text{ mm ( = 5,27'' )}$$

- Cálculo de las R.P.M. del engranaje 2.-

$$\text{se que : } \frac{n_1 \cos \psi_1}{n_2 \cos \psi_2} = \frac{N_2 \cos \psi_2}{N_1 \cos \psi_1} \quad (\text{Ref Celso Máximo pg 344-345 )}$$

donde:  $n = \text{r.p.m.}$

$N = \text{número de dientes.}$

$$\frac{1.750 \times \cos 45^\circ}{n_2 \times \cos 45^\circ} = \frac{72 \cos 45^\circ}{17 \cos 45^\circ}$$

$$n_2 = \frac{1.750 \times 17}{72} = 413,7 \text{ R.P.M.}$$

Luego:  $n_2 = n_3 = 413,7 \text{ R.P.M.}$

-- Cálculo de Diámetro primitivo del engranaje 2 --

$$\frac{D_2}{D_1} = \frac{n_1 \cos \psi_1}{n_2 \cos \psi_2} = \frac{1.750}{413,7} = 4,23$$

$$D_2 = D_1 \times 4,23 = 268 \text{ mm} \times 4,23 = 1.120 \text{ mm} \quad (= 44,1 \text{ "}).$$

-- Cálculo de la distancia entre ejes del engranaje 1 y del 2 --

$$C_{1-2} = R_1 + R_2 = 13,4 \text{ cm} + 56 \text{ cm} = 69,4 \text{ cmts} \quad (= 27,3 \text{ "})$$

B ) ENGRANAJES 3 -- 4 --

Característica : Rectos --

- Cálculo del Pitch --

Como lo dije al iniciar el proyecto idealizando el asunto asumo:  
que no hay pérdidas de potencia de un sistema a otro --

Luego :

$$p_3 = 232 \sqrt[3]{\frac{H_3}{n_3 N_3}}$$

$$p_3 = 232 \sqrt[3]{\frac{106}{413,7 \times 15}} = 232 \sqrt[3]{0,017} = 58 \text{ mm}$$

$$= 2,28 \text{ "}$$

Luego:  $p_{3-4} = 58 \quad (= 2,28 \text{ "})$ .

- Cálculo del diámetro primitivo del engranaje 3 --

$$D_3 = \frac{D_3 N_3}{\pi} \quad (\text{ref. - Proyectos Mecánicos Shiley pag 40 Ec 11-4})$$

$$D_3 = \frac{58 \text{ mm} \times 15}{3,14} = 277 \text{ mm} \quad (= 10,9" )$$

$$\text{Luego : } R_3 = 138,5 \text{ mm} \quad (= 5,45" )$$

-- Cálculo de las R.P.M. del engranaje 4 .-

$$\frac{n_3}{n_4} = \frac{N_4}{N_3}$$

$$\frac{413,7 \text{ R.P.M.}}{n_4} = \frac{72}{15} ; \quad n_4 = \frac{413,9 \times 15}{72} = \underline{86,18 \text{ R.P.M.}}$$

$$\text{Luego : } n_4 = n_5 = 86,1 \text{ R.P.M.}$$

-- Cálculo del Diámetro primitivo del engranaje 4 .-

$$\frac{D_4}{D_3} = \frac{N_4}{N_3}$$

$$D_4 = D_3 \times \frac{72}{15} = 277 \text{ mm} \times 4,8 = 1.329 \text{ mm} \quad (= 52,3" )$$

$$\text{Luego } R_4 = 66,4 \text{ mm} \quad (= 26,15" )$$

-- Cálculo de la distancia entre la ejes del engranaje 3 y del 4.-

$$C_{3-4} = R_3 + R_4 = 13,85 \text{ cm} + 66,4 \text{ cm} = 80,3 \text{ cmts} \quad (= 31,6" )$$

C ) ENGRANAJES 5- 6.-

-- Características : Engranajes rectos

-- Cálculo del pitch .-

$$p_6 = 232 \sqrt[3]{\frac{H_6}{n_6 N_6}} = 232 \sqrt[3]{\frac{106}{18,3 \times 62}} = 232 \sqrt[3]{0,09} =$$

$$102 \text{ mm} \quad (= 4" ) = p_5 - 6$$

-- Cálculo del Diámetro primitivo del engranaje 6 .-

$$D_6 = \frac{p_6 N_6}{3,14} = \frac{102 \times 62}{3,14} = 2.030 \text{ mm} \quad (= 80,1" )$$

$$\text{Luego } R_6 = 1.015 \text{ mm} \quad (= 40,05" )$$

-- Cálculo de Diámetro Primitivo del engranaje 5. --

$$\frac{d_6}{d_5} = \frac{N_6}{N_5}$$

$$\frac{2.030 \text{ mm}}{d_5} = \frac{62}{13} ; d_5 = \frac{2.030 \text{ mm} \times 13}{62} = 42,2 \text{ mm} \quad (=16,6 \text{ "})$$

Luego :  $r_5 = 211 \text{ mm} \quad (= 8,3 \text{ "})$

-- Cálculo de la Distancia entre ejes .-

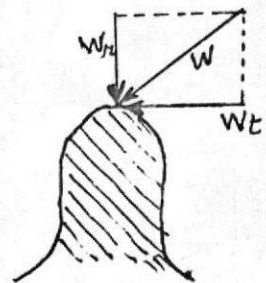
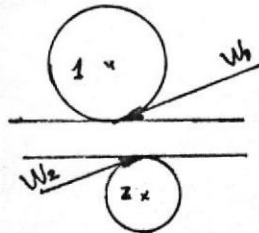
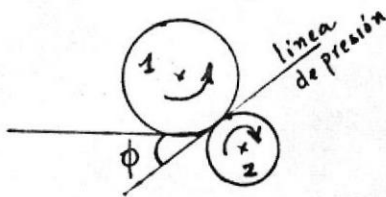
$$C_{5-6} = r_5 + r_6 = 211 \text{ mm} + 1.015 \text{ mm} = 1.226 \text{ mm} \quad (= 48,2 \text{ "})$$

-- Tamaño aproximado del Reductor :

$$\text{altura} = D_6 \quad d_5 = 80 \text{ "} \quad 16,6 = 96,6 \text{ "} \quad (= 245 \text{ cmts})$$

D ) CALCULO DE LAS FUERZAS Y CARGAS/=-

a) Conceptos preliminares .- Veamos en primer lugar las fuerzas que actúan sobre un engranaje en movimiento :

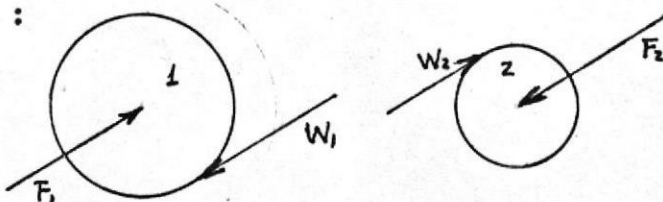


$$\underline{W_1 = W_2 = W}$$

$W$  = fuerza resultante debida a la reacción a la presión mutua entre los dientes de los dos engranajes .

Así mismo el eje reacciona contra el engranaje que soporta ( o sea a su  $W$  ), con una fuerza  $F$  , que es directamente opuesta e igual en valor a  $W$  , y actúan sobre el centro del eje.-

-- Resumiendo , las dos fuerzas que actúan sobre un par de engranajes son :



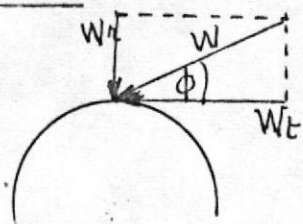
donde:  $F_1 = F_2$

$$W_1 = W_2$$

luego :  $F = W$

b ) Engranajes 5- 6 .- ( Rectos ).-

Cálculo de w.-



La fuerza  $w$ , tiene 2 componentes:  
 $w_r$  ( radial ) y  $w_t$  ( tangencial )

$$Pot = \frac{W_{t6} \times V_6}{33.000}$$

(Ref.- Proyectos Mecánicos  
 Shigley .- pág 410 Ec 11-7)

Donde : - Pot en HP

-  $w_{t6}$  : fuerza transmitida en lbs

-  $V_4$  : velocidad lineal en pies / min

Datos : Pot = 106 H P

$$V_6 = \pi D_6 N_6 = \frac{3,14 \times 80,1 \text{ pulg} \times 18,3}{12} = 383,5 \text{ pies /min}$$

Luego :

$$w_{t6} = \frac{Pot \times 33.000}{V_6} = \frac{106 \times 33.000}{383,5} = 8.960 \text{ lbs}$$

Como sé que  $w_{t6} = w_{t5} = 8.960 \text{ lbs}$

Ahora calcularé  $w_r$

sé que  $\phi = 20^\circ$  ( ángulo de presión ) para un número mínimo de dientes de 18 ( Ref .- Shigley .- Tabla 11-1 Pg 407 )

$$w_{r6} = w_{t6} \text{ tg } \phi \quad (\text{ Ref Shigley Pág 411 Ec 11-8 } )$$

$$w_{r6} = 8.960 \times \text{tg } 20^\circ = 8.960 \times 0,36 = 3.220 \text{ lbs}$$

Luego :  $w_{r6} = w_{r5} = 3.220 \text{ lbs.}$

Ahora :

$$W = \frac{W_t}{\text{Cos}} \quad (\text{ Ref Shigley .- Ec 11-8 Pg 411})$$

$$W = \frac{8.960 \text{ lbs}}{\text{Cos } 20^\circ} = \frac{8.960}{0,94} = 9.530 \text{ lbs.}$$

$$w_{t5} = 8.960 \text{ lbs}$$

Luego:

$$\underline{W_6 = W_5 = 9.530 \text{ lbs.}}$$

O sea :

$$\underline{F_6 = F_5 = 9.530 \text{ lbs.}}$$

C ) Engranajes 3 - 4 .- ( Rectos )

- Cálculo de W .-

$$W_{t4} = \frac{\text{Pot} \times 33.000}{V_4}$$

pero antes :  $V_4 = \pi D_4 n_4 = \frac{3.14 \times 52,3 \text{ pulg} \times 86,1 \text{ R.P.M.}}{12}$

$$= 1.178 \frac{\text{pies}}{\text{minutos}}$$

Ahora :  $W_{t4} = \frac{106 \times 33.000}{1.178} = \underline{2.940 \text{ lbs}}$

Luego:

$$\underline{W_{t4} = W_{t3} = 2.940 \text{ lbs.}}$$

Cálculo de  $W_r$  .- ( $\phi = 20^\circ$ )

$$\underline{W_{r4}} = W_{t4} \text{ tg } \phi = 2.940 \times \text{tg } 20^\circ = 1.058 \text{ lbs}$$

Luego:

$$\underline{W_{r4} = W_{r3} = 1.058 \text{ lbs.}}$$

Ahora :

$$W = \frac{W_t}{\text{Cos}} = \frac{2.940 \text{ lbs}}{\text{Cos } 20^\circ} = 3.120 \text{ lbs.}$$

Por tanto :

$$W_4 = W_3 = 3.120 \text{ lbs.}$$

O sea :  $F_4 = F_3 = 3.120 \text{ lbs.}$

d ) Engranajes 1 - 2 .- ( helicoidales ) .-

Aquí se producen 3 tipos de cargas o fuerzas:

- 1) Tangencial =  $W_t$
- 2) Radial =  $W_r$
- 3) Axial =  $W_t$

Cálculo de W .-

1) W<sub>t</sub> .-

$$W_{t1} = \frac{Pot \times 33.000}{V_1}$$

$$V_1 = \pi D_1 n_1 = \frac{3,14 \times 10,55'' \times 1.750 \text{ R.P.M.}}{12} = 4.800 \text{ pies /min}$$

$$\text{Luego: } \frac{W_{t1}}{1} = \frac{106 \times 33.000}{4.800} = 720 \text{ lbs}$$

$$w_{t1} = w_{t2} = 720 \text{ lbs}$$

2) w<sub>r</sub> .-

$$w_{r1} = \frac{W_{t1}}{\cos \phi} = \frac{720}{\cos 20^\circ} = 765 \text{ lbs}$$

$$\text{Luego: } w_{r1} = w_{r2} = 765 \text{ lbs.}$$

3) w<sub>T</sub> .-

$$W_{T1} = W_{t1} \operatorname{tg} \psi \quad (\text{Ref. Shigley .- Ec 12 - 6 pág 463})$$

$$W_{T1} = 720 \times \operatorname{tg} 45^\circ = 720 \text{ lbs}$$

$$\therefore W_{T1} = W_{T2} = 720 \text{ lbs}$$

4) w .-

$$\frac{w_t}{W} = \cos \psi \quad (\text{Ref. Shigley artículo 12-3 Fig 12-7 pag 462})$$

$$W_1 = \frac{W_{t1}}{\cos \psi} = \frac{720}{\cos 45^\circ} = 1.028 \text{ lbs}; w_1 = w_2 = 1.028 \text{ lbs}$$

o sea:

$$F_1 = F_2 = 1.028 \text{ lbs.}$$

E) Cálculo de tensiones de Flexión .-

a) Engranajes 6 - 5 .- ( rectos ) .-

a' ) Engranaje 6 .-

$$\sigma_6 = \frac{w_{t6} K_o}{k_v} \times \frac{P_6}{F_6} \times \frac{K_s K_m}{J} \quad \left[ \frac{\text{lbs}}{\text{pulg}^2} \right]$$

(ref. Shigley .- Ec 11-18 .- pág 421 )

donde:

$$1) w_{t6} = 8.960 \text{ lbs.}$$

2)  $K_o$  ( Coeficiente de corrección de sobrecarga ) = 1,75  
( Ref. Tabla 11 - 6 - Shigley - Pág. 422 )

3)  $K_v$  ( Coeficiente de corrección de velocidad )  $\approx 0,8$

Si  $v_6 = 383,5 \frac{\text{pies}}{\text{min}}$ ; en curva ; ( ref Sigley pág 422 Fig 11-18)

4)  $P_6$  ( diametral pitch ) .-

Sé que  $p_6 = 4$  pulg ; luego :

$$P_6 = \frac{\pi}{P_6} \quad (\text{ref. - Shigley Ec 11-5} )$$

$$P_6 = \frac{3,14}{4} = 0,78 \text{ pulg}^{-1}$$

5)  $F_6$  ( anchura de la cara del diente ) La anchura es variable según la aplicación que se le dé a la rueda; sin embargo es aconsejable que  $F$  oscile entre 2 ó 3 veces el paso circunferencial ( pitch ) (ref. Mecanismos Celso Máximo pg 306 ) .-

Por tanto asumo :  $F_6 = 2,3 \times 4'' = 9,2$

6)  $K_s$  ( Coeficiente de corrección de tamaño ) .- Como el engranaje 6 tiene un  $P = 0,78 \text{ pulg}^{-1}$  ; luego asumo:  $K_s = 1,00$  ( ref. - Shigley pag 423 ) .- Engranaje no cementada.

7)  $K_m$  .- ( Coeficiente de distribución de carga ) = 1,8

( referencia .- Shigley pág 423 .- Tabla 11-7 ), Considerando un valor de  $F = 9,2$  Pulg , y montajes menos rígidos; engranajes menos exactos; contacto según la cara completa.

8)  $J$  .- ( Coeficiente geométrico ) .-  $\approx 0,30$

. ( pues el engranaje 6 tiene 62 dientes, y he considerado carga aplicada a la punta del diente ) .- ( Ref Shigley .- figura 11-19)

Con estos datos calculo:

$$\sigma_6 = \frac{Wt_6 \times K_o}{K_v} \times \frac{P_6}{F_6} \times \frac{K_s \times K_m}{J}$$

$$\sigma_6 = \frac{8.960 \times 1,75}{0,8} \times \frac{0,78}{9,2} \times \frac{1 \times 1,8}{0,3} =$$

$$= 19.600 \times 0,08 \times 6 = 9.400 \frac{\text{lbs}}{\text{pulg}^2}$$

a" ) Engranaje 5 .-

$J_5 = 0,22$  ( para 13 dientes y carga aplicada a la punta del diente )

$$\text{Luego: } \sigma_6 \times \frac{J_6}{J_5} = 9.400 \times \frac{0,30}{0,22} = 9.400 \times 1,35 =$$

$$\underline{12.200 \text{ lbs.}}$$

b ) Engranajes 3 - 4 .-

b' ) .- Engranaje 4 .-

$$\sigma_4 = \frac{Wt_4 \times K_o}{K_v} \times \frac{P_6}{F_6} \times \frac{K_s K_m}{J}$$

Donde:

- 1)  $Wt_4 = 2.940 \text{ lbs.}$
- 2)  $K_o = 1,75$
- 3)  $K_v \approx 0,71$  ( Para  $v = 1.178 \frac{\text{pies}}{\text{minut}}$  y en curva C )
- 4)  $P_4 = \frac{\pi}{P_4} = \frac{3,14}{2,28 \text{ pulg}} = 1,3 \text{ pulg}^{-1}$
- 5)  $F_6 = 2,3 \times 2,28'' = 5,25 \text{ pulg}$
- 6)  $K_s = 1,25$  ( pues  $P_4 > 1$  )
- 7)  $K_m = 1,7$
- 8)  $J_4 = 0,31$  ( para  $n_4 = 72$  dientes )

Luego :

$$\begin{aligned} \sigma_4 &= \frac{2.940 \times 1,75}{0,71} \times \frac{1,3}{5,25} \times \frac{1,25 \times 1,7}{0,31} = \\ &= 9.350 \times 0,24 \times 7 = 12.000 \frac{\text{lbs}}{\text{pulg}^2} \end{aligned}$$

b'' ) Engranaje 3 .-

$$J_3 = 0,225 \quad (\text{ para 15 dientes })$$

Luego :

$$\frac{\sigma_4}{\sigma_3} = \frac{J_3}{J_4}$$

$$\sigma_3 = \sigma_4 \times \frac{J_4}{J_3} = 12,000 \times 1,3 = \underline{15.500 \text{ lbs.}}$$

c ) Engranajes 1 - 2 .-

(Helicoidales)

c' ) Engranaje 1 .-

$$\sigma_1 = \frac{Wt_1 \times K_o}{K_v} \times \frac{P_1}{F_1} \times \frac{K_s K_m}{J} \quad (\text{ Ref Shigley.- pág 465 Ec 12 - 8 )}$$

Donde : 1)  $Wt_1 = 720 \text{ lbs}$

2)  $K_o = 1,25$  ( Ref .- Tabla 11-6; para choque moderado )

3)  $K_v = 0,42$  ( para  $v_1 = 4.800 \text{ pies/minu}$  y curva C )

4)  $P_1 = P_{n1} \times \cos \psi$  ( Ref. Ec 12-3 )

5) pero  $P_{n1} = \frac{\pi}{p_{n1}}$  ( ref pg 461 )

donde  $P_{n1} = p \times \cos \psi$  ( ref. Ec 12 -1 )

$$\text{Luego : } P_1 = \frac{\pi}{p \times \cos \psi} \times \cos \psi = \frac{\pi}{p}$$

$$P_1 = \frac{3,14}{1,37} = 2,2 \text{ puñg}^{-1}$$

5).-  $F_1$  .-  $F$  para engranajes helicoidales debe ser  $2 \frac{p}{\text{tg } \psi}$

(Ref.- Shigley pag 465 y pg 461 Ec 12-2)

$$\text{Luego : } F_1 = 2,5 \times \frac{1,37}{\text{tg } 45^\circ} = 3,4 \text{ "}$$

6).-  $K_s = 1,25$  ( pues  $F_1 = 2,2 \text{ pulg}^{-1}$  ref Shigley pg 423)

7).-  $K_m = 1,55$  ( Ref Tabla 12 - 3 Shigley )

8).-  $J_1 = 0,35$  ( Ref .- gráfico 12 - 9 shigley )

Con estos datos :

$$\sigma_1 = \frac{720 \times 1,25}{0,42} \times \frac{2,2}{3,4} \times \frac{1,25 \times 1,55}{0,35} = 2.142$$

$$2.142 \times 0,64 \times 5,5 = 7.490 \frac{\text{lbs}}{\text{pulg}^2}$$

c" ) Engranaje 2 .-

$$J_2 = 0,35 = J_1 \text{ ; ; pues } \psi_1 = \psi_2 = 45^\circ \text{ (ref tabla 12 - 9 shigley )}$$

$$\text{Luego : } \sigma_2 = 7.490 \text{ lbs / pulg}^2$$

Nota: Estos valores de  $\sigma$ , obtenidos para cada engranaje, son según las cargas o fuerzas a que estarán sometidas, de acuerdo a la potencia a transmitir, y las características de diseño, dimensiones y especificaciones asumidas anteriormente; las cuales deberán cumplirse estrictamente para el diseño del engranaje .-

F ) A continuación voy hacer un estudio de las Tensiones Límites debido a la fatiga y a la fluencia, según el material que escojeré para los engranajes.-

Material: Acero C<sub>1045</sub> que es el aconsejado para engranajes (ref: Manual para Ingenieros Mecánicos.- Baumeister pag 589 Tabla 11 )

1) Dureza Brinell = 207 (ref. manual tabla 17 pág 599)

2) Resistencia a la fatiga = 29.000 lbs/pulg<sup>2</sup>  
(ref. Tabla 11-12 - Shigley - pag 428)

3) Resistencia a la fluencia = 50.000 lbs/pulg<sup>2</sup>  
(ref Shigley Tabla 11-11 - pag. 427)

tanto para engranajes Rectos o Helicoidales.-

$$\sigma_{\text{fatiga}} = \frac{S_{\text{fatiga}} \times K_L}{K_t K_R} \quad (\text{Resistencia a la flexión debida a la fatiga})$$

(Ref Shigley Ec 11 - 19 Pag 425 )

(donde: 1)  $S_{\text{fatiga}}$  ( acero con 207 Bhn ) =  $29.000 \frac{\text{lbs}}{\text{pulg}^2}$

( Ref tabla 11 - 12 Shigley )

2 )  $K_L = 1$  con 100 % de seguridad de vida (Ref tabla 11 - 9 Shigley )

3)  $K_R = 1,5$  con 100 % de seguridad funcional ( Ref Tabla 11 - 10 )

4 )  $K_T = 1$  ; suponiendo que usaré un aceite lubricante cuya temperatura no exeda de  $70^\circ \text{C}$ ; y que es un aceite que normalmente se encuentra relativamente barato . ( Ref .- Shigley pág 426 )

Luego :  $\sigma_{\text{fatiga}} = \frac{29.000 \text{ lbs / pulg}^2 \times 1}{1 \times 1,5} = 19.000 \text{ lbs/pulg}^2$

∴ límite debido a la fatiga tanto para los engranajes rectos como para los helicoidales =  $19.300 \text{ lbs/ pulg}^2$

NOTA: Este valor de fatiga , puede aumentar , si se decide usar un aceite lubricante de mejor calidad y de mayor temperatura máxima; sin necesidad de usar un material más duro y caro para los engranajes

$\sigma_{\text{fluencia}}$  .-

$$\sigma_{\text{fluencia}} = \frac{S_{\text{fluencia}} \times K_L}{K_R K_T}$$

donde : 1)  $S_{\text{fluencia}} \approx 52.000 \text{ lbs / pulg}^2$  ( Ref Tabla 11 - 11 S Shigley)

2 )  $K_L = 1$

3 )  $K_R = 1,5$

4)  $K_T = 1$

luego :  $\sigma_{\text{fluencia}} = \frac{52.000 \text{ lbs/pulg}^2 \times 1}{1,5 \times 1} = 34.000 \frac{\text{lbs}}{\text{pulg}^2}$

∴ límite debido a la fluencia =  $34.000 \text{ lbs / pulg}^2$

Conclusión : Comparando las tensiones de flexión anteriormente calculadas, de acuerdo a las características y especificaciones adoptadas del diseño del reductor que estoy haciendo, y entre las cuales la máxima que tengo es  $\sigma_3 = 15.500 \text{ lbs/pulg}^2$  de-

duzco que está dentro del límite permisible según fatiga y fluencia del material adoptado ( Acero C<sub>1045</sub> con 207 shn ).

B ).- CALCULO Y DISEÑO DE LOS SISTEMAS DE TRANSMISION .-

B' ) .- Ruedas conductoras, en primera instancia .-

a) Primer sistema ( B ).-

1 ) Cálculo del número de dientes de las ruedas.-

Asumo :  $N_{B1} = 20$  dientes ;  $n$ ; en base a que lo mínimo aconsejado para una rueda conductora es 17 dientes , para obtener un buen rendimiento y evitar mucho desgaste de la cadena.

Ref .- Shigley pág 561.

Luego :

$$r_B = 3,5 = \frac{n_{B1}}{n_{B2}} = \frac{N_{B2}}{N_{B1}}$$

$$3,5 = \frac{N_{B2}}{N_{B1}} \quad \Bigg| \quad 3,5 = \frac{N_{B2}}{20}$$

$$N_{B2} = 20 \times 3,5 = \underline{70 \text{ dientes}}$$

2) Cálculo de las R.P.M. de las ruedas .-

sé que :  $N_{B1} = 18,3$  R.P.M. = velocidad de salida del reductor.

$$\text{Luego : } \frac{n_{B1}}{n_{B2}} = 3,5 \quad \Bigg| \quad \frac{18,3 \text{ R.P.M.}}{n_{B2}} = 3,5$$

$$n_{B2} = \frac{18,3 \text{ R.P.M.}}{3,5} = \underline{5,2 \text{ R.P.M.}}$$

b ).- 2 do sistema ( C ) .-

1) Cálculo del número de dientes de las ruedas en lera instancia .-

Asumo :  $N_{C1} = 16$  dientes ; pues para velocidades bajas, bién se puede usar ruedas mínimo de 13 dientes ( Ref Shigley pág 561 ).-

$$\text{Luego : } \frac{N_{C2}}{N_{C1}} = 3,23 = r_C$$

$$\frac{N_{C2}}{16} = 3,23 \quad N_{C2} = 16 \times 3,23 = 51,68 \approx 52 \text{ dientes}$$

2 ) Cálculo de las R.P.M. .- sé que:

$$n_{C1} = 5,21 \text{ R.P.M.} = n_{B2}$$

$$\text{Luego : } n_{B2} = 5,21 = \frac{n_{C1}}{n_{C2}} \text{ R.P.M.} = \frac{5,2 \text{ R.P.M.}}{n_{C2}}$$

$$n_{C2} = \frac{5,2 \text{ R.P.M.}}{3,23} = 1,61 \text{ R.P.M.}$$

c) .- 3 er sistema ( D ) .-

1) Cálculo del número de dientes de las ruedas en 1 era instancia .-

Asumo :  $n_{D1} = 16$  dientes

Luego :

$$\frac{N_{D1}}{N_{D2}} = \frac{1}{3,23}$$

$$\frac{16}{N_{D2}} = \frac{1}{3,23}$$

$$N_{D2} = 16 \times 3,23 = 51,68 =$$

52 dientes.

2) Cálculo de las R.P.M. .- Sé que  $n_{D1} = 1,61 \text{ R.P.M.} = n_{C2}$

Luego :  $n_{D2} = \frac{1,61}{3,23} = 0,5 \text{ R.P.M.}$

B" ) Cálculo y Selección de las cadenas y ruedas de transmisión .- Diseño de sus partes esenciales

I ) .- Primer sistema de Transmisión ( B )

1) Cálculo del Diámetro primitivo mínimo permisible para la rueda  $D_1$  , que esta acunada al eje de salida del reductor Br 3.400, a 18,3 R.P.M. ( Ref Link .. Belt Pág 320 ).

$$(a') \text{ Overhung Load} = \frac{126.000 \times F \times H}{D \times n}$$

(Ref Link Beld, Pág 312 )

donde: D = Diámetro primitivo mínimo de la rueda, en pulg.

F = Factor, según el sistema de transmisión empleado:

cadena = 1,0

correa = 1,5

H = HP transmitidos

n = R.P.M. del eje de salida del reductor.

En mi caso tengo :

F = 1,0

H = 98 HP

n = 18,3 R.P.M.

Luego en (a') :

$$45.815 = \frac{126.000 \times 1 \times 98}{D \times 18,3} = 14,6''$$

$$D = \frac{126.000 \times 98}{45.815 \times 18,3} = 14,6 \text{ "}$$

Por tanto asumo :  $D_{pB1} = 16''$

con lo cual calculo  $d_{pB2}$ .-  $\frac{d_{pB2}}{D_{pB1}} = \frac{n_{B1}}{n_{B2}} = 3,5$

$$\frac{d_{pB2}}{16''} = 3,5 ; \quad d_{pB2} = 16'' \times 3,5 = 56 \text{ "}$$

2).- Cálculo del Pitch (p) de la rueda.-

$$p = D_p \text{ Sen} \left( \frac{180}{N} \right) = 16 \times \text{Sen } 9^\circ = 2,5 \text{ "}$$

o sea que el valor de  $p$  para la rueda B1 será de  $2\frac{1}{2}$  ", y por tanto el pitch de la cadena B y de la rueda B2 será lógicamente de  $2\frac{1}{2}$  ", también.

3) Cálculo de la velocidad de la cadena :

$$V_B = \frac{p_{B'} \times N_{B'} \times n_{B'}}{12} \quad (\text{Ref Proyectos Mecánicos.- Shigley Pag 561; Ecuac 15 - 6})$$

donde:  $V$  = velocidad de la cadena en pies/min  
 $p$  = pitch de la cadena en pulgadas.  
 $N$  = número de dientes de la rueda motriz.  
 $n$  = número de R.P.M. de la rueda motriz.

Luego:

$$V_B = \frac{2,5 \times 20 \times 18,3}{12} = \frac{50 \times 18,3}{12} = 76,2 \text{ pies/min}$$

4) Cálculo de la fuerza de tracción  $F'$  en la cadena de transmisión.-

$$F'_B = \frac{\text{HP transmitidos} \times 33.000}{V_B}$$

Ref.- Shigley Pág 550.- Ecuac ( 15 - 2' )

donde:  $F'$  = fuerza de tracción en lbs.

$V$  = velocidad de cadena en pies/min

Luego suponiendo que no hay pérdidas de transmisión de potencia.

$$F'_B = \frac{98 \times 33.000}{76,2} = 42.400 \text{ lbs.}$$

Consideración del factor de servicio ( $K_s$ ); previo a la selección del tipo de cadena aconsejado :

Hay cuatro características a considerar:

- Características de carga : Choque moderado = 1,2
- frecuencia de choque : choque frecuente = 1,2
- condiciones atmosféricas de trabajo: Expuesto al aire libre, agua, tierra , suciedades, etc = 1,4
- operación : 24 horas al día = 1,2

Luego :  $K_s = 1,2 \times 1,2 \times 1,4 \times 1,2 = 2,3$

Ref. Link Belt 1050.- Tabla 1.- pág 27

Por tanto:

$F_B = \text{equivalente} = 42.400 \times 2,3 = 97.000 \text{ lbs}$

- Hasta ahora tenemos las siguientes características para la cadena

na : Cadena B a) pitch = 2 1/2 "

b) Fuerza de tracción = 97.000 lbs

En base a estos datos procedo a seleccionar la cadena adecuada.-

5) Selección de cadena .- Escojo entre dos tipos :

a) RC 200.-

características { a) de rodillos  
b) Resistencia máxima a la tracción = 95.000 lbs  
c) pitch = 2 1/2 "

b) RC 240 .-

características { a) de rodillos  
b) Resistencia máxima a la tracción = 130.000 lbs  
c) pitch 3"

Pero este segundo tipo ( RC 240 ) fuera de que tiene un  $p$  mayor que lo inicialmente calculado (: 2 1/2 ) , su resistencia máxima a la tracción es demasiado comparado con los 98.000 del cálculo obtenido ; y sus características lo hacen de mayor precio y más pesada que la RC200

Por todo ello prefiero usar la RC 200 a pesar de que su resistencia a la tracción es un poco menor que los calculados .

En resumen la cadena a usarse en el primer sistema de transmisión será :

a) tipo RC 200 -1 ( Ref Link Belt # 1050; pág 202 )

b) número de ramales =1

c) peso por pie de longitud = 11,10 lbs.

d) Pitch = 2 1/2 "

6). Cálculo de sus partes esenciales.- (

a) Diámetro del pasador.- (DP )

$D_p = 0,3125 P$  ( Ref .-apuntes de Proyectos Mecánicos)

donde  $P = \text{paso o pitch} = 2,5 "$

Luego :  $D_p = 0,3125 \times 2,5 " = 0,78"$

b) Largo del rodillo (W) ( o sea la distancia entre las placas interiores )

$W = 0,623 P$  ( ref .-apuntes de proyectos Mecánicos)

$W = 0,623 \times 2,5 " = 1,55"$

c) Diámetro exterior del rodillo (  $D_R$  ) que rodea al pin.-

$$D_R = 1,2 D_P \quad (\text{Ref.} - \text{Mecanismos.} - \text{Celso Máximo.} - \text{pág 452.} - \text{gráfico 501})$$

$$D_R = 1,2 \times 0,78 = 0,94 \text{ "}$$

d) Espesor de las placas laterales ( $L_{PT}$ ) .-

$$L_{PT} = 0,125 P = 0,125 \times 2,5 = 0,312 \text{ pulg.}$$

e) Ancho de la placa en su parte central ( $b'$ ) .-

$$b' = 2D_P \quad (\text{Ref, Celso Máximo pág 452})$$

$$b' = 2 \times 0,78 = 1,56 \text{ pulg.}$$

e') .- Ancho de la placa en la sección del agujero ( $b$ ) .-

$$b = 2,5 \times D_P = 2,5 \times 0,78 \text{ pulg} = 1,95 \text{ pulg.}$$

f) Longitud total del pasador ( $L_P$ )

$$L_P = 4L_{PT} + W \quad (\text{ref.} - \text{mecanismos Celso Máximo Pág 453, Ecuac, 27})$$

$$L_P = 4 \times 0,312 + 1,55 = 1,248 + 1,55 = 2,79 \text{ pulg.}$$

g) Longitud del bocín ( $L_B$ ) del rodillo, el cual gira, ajustado al diámetro interior del rodillo, alrededor del pasador.-

$$L_B = 2 L_{PT} = 2 \times 0,312 = 0,624 \text{ "}$$

con estos datos, disenare las partes esenciales de la cadena que usar.- ( Dibujo III - 2 )

7).- Cálculo de la longitud de la cadena y de la distancia entre centros .- s que: 
$$\textcircled{A} \quad \frac{L}{p} = \frac{2C}{p} + \frac{N_{B1} + N_{B2}}{2} + \frac{(N_{B2} - N_{B1})^2}{4\pi^2 (C/p)}$$

(Ref: Proyectos Mecánicos .- Shigley .- pág 563.- Ec 15-7)

Donde:  $L$  = Long de la cadena en cmts.

$p$  = paso de la cadena en cmts.

$N_{B1}$  = Número de dientes de la rueda catalina pequeña

$N_{B2}$  = Número de dientes de la rueda catalina grande .

$C$  = distancia entre los centros de las ruedas (en cmts)

Veo que necesito conocer el valor de  $C$ ; y para drmelo, me voy a basar en las siguientes limitaciones que rigen para ello:

a) limitación de espacio, pues el sistema de transmisión de potencia va por debajo de la mesa alimentadora, en su parte delantera y es conveniente tener el menor valor de  $C$  posible.

b) Por regla general el valor de  $C$  debe ser siempre mayor que el Diámetro ( $D$ ) de la rueda grande (:57,16 pulg) y menor que: Diámetro de rueda grande más Diámetro de rueda pequeña.

Por ello asumo un valor de  $C = 60$ "

Luego en ecuación (A) y conociendo que:  $C = 60'' (=152 \text{ cm})$   
 $p = 2 \frac{1}{2}'' (=6,3 \text{ cm})$   
 $N_{B1} = 20 \text{ dientes}$   
 $N_{B2} = 70 \text{ dientes}$

$$\frac{L}{p} = \frac{2 \times 152}{6,3} + \frac{20 \times 70}{2} + \frac{(70 - 20)^2}{4 \times 9,85 \times \frac{1,52}{6,3}}$$

$$\frac{L}{p} = 48,45 + 700 + 2,6 = 95,6 \text{ pasos.}$$

Por tanto, la long de cadena es = 95,6 pasos, pero como el número par de pasos más próximo es 96, éste será el utilizado.

$$\text{Luego: } \underline{\text{Long de la Cadena}} = 96 \times p = 96 \times 6,3 \text{ cm} = 604,8 \text{ cm} \\ = 235 \text{ pulg.}$$

Pero el valor de  $C$  se aumentará lógicamente un poco con relación al asumido inicialmente; por tanto en (A):

$$96 = \frac{2 \times C}{6,3} + 45 + \frac{2.500}{39,4 \times \frac{C}{6,3}}$$

$$0,31 C + \frac{403}{C} = 51.$$

$$0,31 C^2 + 403 = 51C$$

$$0,31 C^2 - 51C + 403 = 0$$

$$C = \frac{51 + \sqrt{2.600 - 499}}{0,6} = \frac{51 + 45,7}{0,6} = 160 \text{ cmts } (= 62 \text{ pulg})$$

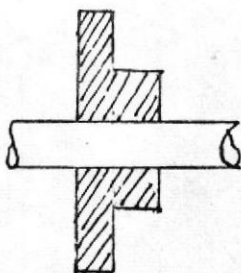
Resumiendo .-

- Long de cadena = 235 pulg
- Distancia entre centros = 62 pulg.

8).- Selección de las ruedas catalinas .- Cálculo y diseño de sus partes esenciales.-

Selección del tipo de rueda .-

- a) RC - 200; correspondiente a la cadena usada (Ref Link Belt 1050; pag 203)
- b) tipo B.- Concubo porque ofrece una mayor seguridad debido a que la considerable longitud de su cubo, tiene gran resistencia



al desgaste producido en el área de contacto entre el diámetro interior de la rueda y el eje de transmisión, debido a las vibraciones y grandes esfuerzos que se producen.

Así mismo debido al gran  $M_t$  que se produce en las ruedas y al hecho de tener que usar elevadas cargas.

c) Características según cálculos hechos anteriormente

Rueda catalina pequeña ( B<sub>1</sub> )

número de dientes = 20

pitch = 2 1/2 "

Diámetro primitivo = 15,98 "

Rueda catalina grande ( B<sub>2</sub> ).-

número de dientes = 70

pitch = 2 1/2 "

Diámetro primitivo = 55,73"

d) Características según las especificaciones en el catálogo.-

rueda pequeña B<sub>1</sub>

- Diámetro de la rueda = 14,42 "

- Diámetro exterior = 19,28 "

- Diámetro del cubo máximo = 13 1/4"

Rueda grande ( B<sub>2</sub> )

Diámetro de la rueda =

Diámetro exterior =

e) Cálculo y diseño del cubo de la rueda B<sub>2</sub> .-

- datos preliminares :

1) diámetro primitivo de la rueda = 55,73 "

2) eje de transmisión I = 9" ; según cálculo del eje en el cap IV .

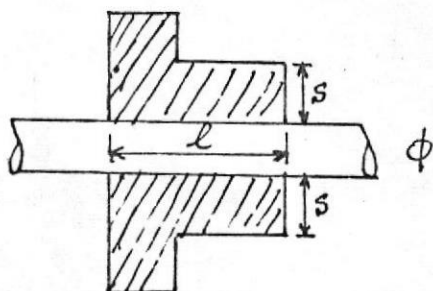
3) Esfuerzo tangencial o tensión periférica en la rueda B<sub>2</sub> = 42.000 lbs = P<sub>B2</sub>

Condiciones:

1) Usaré cuñas cuadradas o rectangulares entre la rueda y el eje

2) Material : Acero St 42.

- Diseño inicial .- nomenclatura :



- cálculo de la longitud del cubo ( L ) y altura del mismo ( S )

Sé que : 1)  $L = X \sqrt[3]{M_t}$

RefHütte Des Ingenieurs Taschenbuch Maschineuban.-pág 103 )

donde L en cm

$M_t$  en Kg - cm.

X = valor constante de acuerdo a las condiciones anotadas anteriormente.-( Ref Hütte, pág 103 ) = 0,35

Donde : 1) L en cmts

$M_t$  en kg - cmts

X = valor constante de acuerdo a las condiciones a-

notadas anteriormente. - ( Ref Hütte pág 103 ) = 0,35

$$M_t = P_{B2} \times R_{pD2} = 42.000 \text{ lbs} \times 27,8 \text{ pulg} = 1.180.000 \text{ lbs-pulg}$$
$$= 1.290.000 \text{ kg - cm.}$$

Luego:

$$L = 0,35 \sqrt[3]{1.290.000} = 0,35 \times 106 = 37 \text{ cmts} = \underline{14,5 \text{ Pulg}}$$

$$2) S = Y \sqrt[3]{M_t} \quad (\text{Ref. Hütte pág 103})$$

$$S = 0,14 \sqrt[3]{1.290.000} = 0,14 \times 106 = 14,7 \text{ cmts} = 5,6 \text{ pulg}$$

conclusión: La rueda B<sub>2</sub> la diseño con las siguientes condiciones básicas :

a) Material : Acero St<sub>42</sub> { que equivale a acero C<sub>30</sub> (serie DIN )  
(acero fundido) p acero C<sub>1030</sub> (serie (AISI)) }

b) Diámetro primitivo = 55,73 pulg

c) cubo de la rueda la  $\left\{ \begin{array}{l} 1) \text{ hueco} = 8,3 \text{ ''} \\ 2) \text{ altura (S)} = 5,6 \text{ ''} \\ 3) \text{ longitud (L)} = 14,5 \text{ ''} \end{array} \right.$

- Diseño, con las medidas básicas calculadas.-

(Ref. Dibujo III - 3 cap. VIII )

Nota: El ajuste entre la rueda y el eje lo calcularé en el cap IV

f) Cálculo y diseño de las dimensiones básicas de los dientes.-

L) 1) Anchura del diente A = W ( dista entre placas laterales de la cadena ) .- 1,3mm = 1,55'' - 0,05'' = 1,5 ''.

R) 2) Saliente del diente (h') comprendido entre el radio del pasador de la cadena y la 1/2 de la anchura de los eslabones.- (Ref Celso Máximo pág 458)

$$\text{Luego : } h' = 0,39'' \div 1,95'' / 2$$

$$h' = 0,39'' \div 0,97'' \text{ altura de la cabeza del diente.}$$

escojo h' = 0,9''

3) altura de la base o pie del diente ( h<sub>2</sub> )

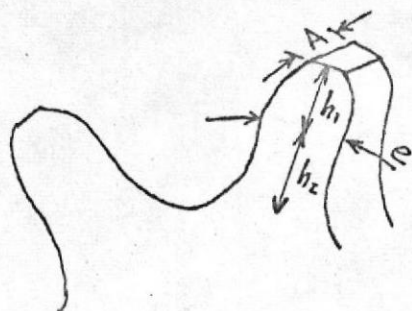
≈ Anchura de los eslabones - h'

$$h_2 \approx 1,95'' - 0,9 = 1,05''$$

4) Espesor del diente (e) = ( p = D<sub>r</sub> ) - juego = 0,5mm

$$e = ( 2,5'' - 0,94'' ) - 0,19'' = 1,45''$$

5) Diseño básico de un diente de rueda :



$$h_1 = 0,9''$$

$$h_2 = 1,05''$$

$$A = 1,5''$$

$$e = 1,45''$$

Nota: Ver capítulo VII referente a conclusiones y recomendaciones (generalidades).

## II .- Segundo sistema de transmisión.- ( C ).-

sé que :  $N_{C1} = 16 \text{ d.}$        $n_{C1} = 5,2 \text{ R.P.M.}$   
 $N_{C2} = 52 \text{ d.}$        $n_{C2} = 1,6 \text{ R.P.M.}$

Asumo:  $D_{pC1} = 14''$  ; para no tener luego una velocidad tan baja de cadena que produzca una elevada tracción en las cadenas de transmisión.

Como :  $r = \frac{N_{C1}}{N_{C2}} = 3,23 = \frac{D_{pC2}}{D_{pC1}}$

1)  $D_{pC2} = D_{pC1} \times 3,23 = 14'' \times 3,23 = 45,2''$

### 2) Cálculo del pitch de la rueda $C_1$ .-

$$p_{C1} = D_{pC1} \times \frac{\text{Sen } 180}{N_{C1}} = 14'' \times \frac{\text{Sen } 180}{16} = 2,75''$$

o sea  $p = 2 \frac{3}{4}''$  ; pero este valor de  $p$  en una cadena o rueda no se encuentra facilmente en stock en el mercado ; por tanto asumo  $p_C = 3''$  que se encuentra en todas los manuales y catálogos .

Pero el  $D_{pC1}$  correspondiente a  $p = 3''$  será:  $D_{pC1} = \frac{p_C}{\text{Sen } \frac{180}{16}}$   
 $= \frac{3}{\text{Sen } 11,25^\circ} = 15,2''$

### 3) Cálculo de la velocidad de cadena.-

$$V_C = \frac{p \times n \times N}{12} = \frac{3 \times 16 \times 5,2}{12} = 20,8 \text{ pies/min}$$

### 4) Cálculo de la fuerza de tracción en la cadena ( F' ) .-

Asumpción :no pérdidas en la transmisión de potencia.-

$$F'_C = \frac{HP \times 33.000}{V_C} = \frac{98 \times 33.000}{20,8} = 155.000 \text{ lbs.}$$

pero  $K_S = 1,2 \times 1,2 \times 1,4^{20,8} \times 1,2 = 2,3$

(Reflink belt # 1050 ; tabla 1 Pag 27)

Luego :

$$F_C \text{ equivalente} = 155.000 \times 2,3 = 355.000 \text{ lbs}$$

5) selección de la cadena de transmisión :

- Datos básicos
- a) pitch = 3
  - b) fuerza de tracción = 355,000 lbs

En primera instancia veo dos tipos de cadena aconsejados , si se quiere mantener el  $p$  asumido anteriormente (  $p = 3''$  ).-

a) Cadena tipo RC<sup>10</sup> - 3 de rodillos; con características:  
(Ref Link Belt pág 204 )

- 3 ramales
- $p = 3''$
- Resistencia máxima a la tracción total = 390.000 lbs
- es aconsejable para sistema de transmisión .-

b) Cadena tipo LXS3011; con las características:

- 4 ramales
- $p = 3,06$
- resistencia máxima a la tracción por ramal = 110.000lbs
- resistencia máxima a la tracción total = 440.000lbs.
- es aconsejable para sistema de transmisión
- Ref Link Beld # 1050 pág 100.)

c) Pero existe un tipo de cadena, también aconsejable para transmisiones de elevada potencia y de gran tracción pero con un  $p$  mayor que el originalmente supuesto, :  $p = 4,07''$  .-

Esta es: Cadena tipo LXS 1245, con 2 ramales cuyas características son:

- de rodillo bushed
- 2 ramales
- $p = 4,07''$
- Resistencia máxima a la tracción por ramal = 170.000lbs
- Resistencia máxima a la tracción total = 340.000 lbs
- Aconsejable para sistemas de transmisión de alta potencia .

De los 3 tipos de cadena nombradas, escojo la LXS 1245 con sus 2 ramales pues a pesar de tener un  $p$  mayor que el originalmente supuesto sin embargo es el que con mayor número de ramales, tengo una buena seguridad de vida , de la cadena , pues su resistencia máxima a la tracción es casi igual a la necesitada. Además se facilita el montaje y despues una fácil reparación o mantenimiento preventivo.

Por otro lado es más factible encontrar una cadena de 2 ramales o mandarle a pedir con urgencia a la casa motriz , lo mismo que sus repuestos .

sin embargo vale decir que al decidirme por una cadena de  $p$  di+  
ferente que el originalmente supuesto, tengo que tratar en pri-  
mera instancia de mantener al menos la misma fuerza de tracción  
anterior o mejor aún rebajarla para ,mantener una mayor seguri+  
dad del la cadena.

sé que  $V_C = 20,8$  pies / min

$$\text{Luego } V_C = 20,8 = \frac{P_{Cl} \times N_{Cl} \times n_{Cl}}{12}$$

donde :  $P_{Cl} = 4,07''$  según la cadena escojida )

$$n_{Cl} = 5,2 \text{ R.P.M.}$$

por tanto :

$$V_C = 20,8 = \frac{4,07 \times N_{Cl} \times 5,2}{12}$$

$$N_{Cl} = \frac{20,8 \times 12}{4,07 \times 5,2} = 11,8 \text{ dientes}$$

Por lo cual escojo el mínimo número de dientes permitidos para  
una rueda catalina ( piñón ) :  $N_{Cl} = 13$  dientes, pero al usar  
este aumentará el valor de  $V_C$  por tanto:

$$V_C = \frac{p \times N \times n}{12} = \frac{4,07 \times 13 \times 5,2}{12} = 23 \text{ pies/ min}$$

Debido a ello se rebaja <sup>12</sup> la fuerza de tracción total que se pro-  
ducirá en la cadena :

$$F'_C = \frac{HP \times 33.000}{V_C} = \frac{98 \times 33.000}{23} = 140.000 \text{ lbs.}$$

Como  $K_S = 2,3$ ; luego:

$$F_C \text{ equivalen,} = 140.000 \times 2,3 = 323.000 \text{ lbs}$$

que es menor que la resistencia máxima a la tracción de la cade-  
na escojida ( = 340.000 lbs ) con lo cual obtengo una mayor segu-  
ridad para la cadena .

En resumen la cadena que usaré en el segundo sistema de transmi-  
sión será :

- a) tipo LXS 1245 .- de rodillos.- Tipo 3.
- b) número de ramales = 2
- c) peso por pie de longitud = 18,6 lbs
- d) resistencia máxima a la tracción por ramal = 170.000 lbs
- e) resistencia máxima a la tracción total = 340.000 lbs
- f) pitch = 4,07''
- g) referencias.- Link Belt # 1050 pág 102)

6) Cálculo y diseño de sus partes esenciales. - (- para un ramal)

a) Diámetro del pin .-( $D_p$ ).-

$$D_p = 0,312 p = 0,312 \times 4,07'' = 1,25''$$

b) Largo del rodillo .- ( w )

$$(W = 0,62 p = 0,62 \times 4,07'' = 2,5''$$

c) Diámetro exterior del rodillo( $D_R$ )

$$D_R = 1,2 D_p = 1,2 \times 1,25'' = 1,4''$$

d) Espesor de las placas laterales ( $L_{PT}$  )

$$L_{PT} = 0,125 p = 0,125 \times 4,07'' = 0,48''$$

e) Longitud total del pasador .- ( $L_P$ )

$$L_P = L_{PT} + W = 4 \times 0,48'' + 2,5'' = 1,9'' + 2,5'' = 4,4''$$

f) Longitud del Bocín ( $L_B$ ); del rodillo el cual gira ajustado al diámetro interior del rodillo, alrededor del pasador del

$$L_B = \frac{2L_{PT}}{2} = 2 \times 0,48'' = 0,96'' \approx 1''$$

NOTA: Con estos datos diseñaré las partes esenciales de la cadena  
(Ref.-Dibujo III - 2 ( b )

7) Cálculo de la longitud de cadena y de la distancia entre centros

$$A \quad \frac{L}{p} = \frac{2C}{p} + \frac{N_{C1} + N_{C2}}{2} + \frac{(N_{C2} - N_{C1})^2}{4\pi^2 (c/p)}$$

Según las limitaciones anotadas para el primer sistema de transmisión:

$$\text{asumo: } C = 58'' (=147 \text{ cmts})$$

Luego en la ecuación(A) y conociendo que:

$$C = 58'' (=147 \text{ cmts})$$

$$p = 4,07'' (=10,3 \text{ cmts})$$

$$N_{C1} = 13 \text{ dientes}$$

$$N_{C2} = 42 \text{ dientes}$$

$$\frac{L}{p} = \frac{2 \times 147}{10,3} + \frac{13 + 42}{2} + \frac{(42 - 13)^2}{4 \times 9,85 \times \frac{147}{10,3}}$$

$$\frac{L}{p} = 28,5 + 27,5 + 1,5 = 57,5 \text{ pasos}$$

$$\text{por tanto: } \frac{L}{p} = 58 \text{ pasos}$$

$$\text{Longitud de la cadena} = 58 \times 10,3 \text{ cmts} = 597 \text{ cmts} = 232 \text{ pulg}$$

Cálculo de la distancia entre centros ( C ).-

$$58 = \frac{2C}{10,3} + 27,5 + \frac{841}{39,4 \times \left(\frac{C}{10,3}\right)}$$

$$\frac{20}{10,3} \frac{221}{0} = 30,5$$

$$0,19 C^2 + 221 = 30,5C$$

$$0,19 C^2 - 30,5 C + 221 = 0$$

$$C = \frac{30,5 \pm \sqrt{930,2 - 167,9}}{0,38} = \frac{30,5 \pm 27,6}{0,38} = 153 \text{ cmts} =$$

= 59 pulgadas

8) Cálculo y selección de las ruedas .- Diseño de sus partes esenciales .-

- Selección del tipo de rueda .-

a) Correspondiente a la cadena LXS1245 ( ref Link Belt # 1050; pág 130 ).

b) Tipo B ; por las causas anotadas para las ruedas  $B_1$  y  $B_2$  .-

c) Características según cálculo hechos anteriormente.-

Rueda catalina pequeña ( $C_1$ ) .-

número de dientes = 13

pitch = 4,07"

diámetro primitivo = 16,98" :

$$D_{pC1} = \frac{P_C}{\text{sen}\left(\frac{180^\circ}{13}\right)} = \frac{4,07''}{\text{Sen } 13,86^\circ} = 16,98''$$

Rueda Catalina grande ( $C_2$ ) .-

- cálculo del número de dientes :

$$r = 3,23 = \frac{N_{C2}}{N_{C1}}$$

$$N_{C2} = N_{C1} \times 3,23 = 13 \times 3,23 = 41,99 \approx 42 \text{ dientes.}$$

cálculo del diámetro primitivo.-

$$\frac{D_{pC2}}{D_{pC1}} = 3,23$$

$$D_{pC2} = D_{pC1} \times 3,23 = 16,98'' \times 3,23 = \underline{54,5 \text{ pulg.}}$$

Con estos datos, voy al catálogo Link belt, y encuentro en la tabla para ruedas de cadenas LXS1245 ( Ref, pág 130 ), una rueda de  $C_2$  con las siguientes características básicas .-

Número de dientes = 42

pitch = 4,07 "

diámetro primitivo = 54,37"

Nota: Estas especificaciones anotadas anteriormente, son suficientes para pedir la rueda Catalina  $C_2$  en el catálogo Link belt # 1.50 pág 130.

d) Cálculo y diseño del cubo de las ruedas  $C_1$ .

- datos preliminares:

- 1) Diámetro primitivo de la rueda = 16,98"
- 2) eje de transmisión I :  $\phi = 9"$ ; según cálculo del eje en cap. IV
- 3) Esfuerzo Tangencial o tensión periférica en cada rueda  $C_1 = \dots$   
70.000 lbs .

- Condiciones :

- 1) Usaré cuñas cuadradas o rectangulares entre la rueda y el eje
- 2) Material: Acero  $S_t$  42.

- Cálculo de la longitud ( L ) del cubo del mismo ( S ) .-Y de la altura.-

$$\begin{aligned} \text{Sé que } 1) \quad L &= X \sqrt[3]{M_t} \\ 2) \quad S &= Y \sqrt[3]{M_t} \end{aligned}$$

donde:  $M_t = P_{C1} \times R_p \phi = 70.000 \text{ lbs} \times 8,49 \text{ pulg} =$   
 $594.000 \text{ lbs} - \text{pulg} = 650.000 \text{ Kg} - \text{cm}$

Luego :

$$\begin{aligned} 1) \quad L &= 0,35 \sqrt[3]{650.000} = 0,35 \times 85 = 29 \text{ cmts} = \underline{11 \text{ pulg}} \\ 2) \quad S &= 0,14 \sqrt[3]{650.000} = 0,14 \times 85 = 12 \text{ cmts} = \underline{4,3 \text{ pulg.}} \end{aligned}$$

( Ref Hutte pág 103 ).

conclusión .- Las 2 ruedas  $C_1$  , conductoras de la cadena LXS1245-2 con 2 ramales, las diseñaré con las siguientes características básicas:

a) material : Acero  $St$  42 (acevo fundido) [  $C_{30}$  ( Din ) o  $C_{1030}$  ( Aisi ) ]

b) Diámetro primitivo = 16,98"

c) Cubo de cada una de las 2 ruedas.  $\left\{ \begin{array}{l} 1) \text{ hueco} = 9" \\ 2) \text{ altura (S)} = 4,5" \\ 3) \text{ longitud (L)} = 11" \end{array} \right.$

NOTA: IMPORTANTE: Pero como el valor de S del cubo de la rueda  $C_1$  sería demasiado grande considerando el diámetro del eje I y el diámetro primitivo de la rueda; por tanto tengo que disminuir el valor de S, pero para evitar que se debilite el cubo de la rueda con relación al  $M_t$  que va a soportar, tengo al mismo tiempo que aumentar proporcionalmente la longitud (L) del cubo .Por tanto asumo :

$$S = 2,5"$$

$$L = 13"$$

- Diseño del cubo de la rueda  $C_1$ . - ( Ref. dibujo III - 3 )

Nota : El ajuste o juego entre la rueda  $C_1$  doble y el eje I lo calcularé en el capítulo IV.-

e) Cálculo y diseño del cubo de las ruedas  $C_2$  .-

- datos preliminares:

- 1) D.primitivo = 54,37"
- 2) eje II = 11" ( Ref cap IV )
- 3)  $P_{C2} = 70.000$  lbs.

- Condiciones: Las mismas que para las ruedas  $C_1$ .-  
 - Cálculo de la longitud (L) y altura (S).-

$$M_t = P_{C2} \times R_{pC2} = 70.000 \text{ lbs} \times 27,18 \text{ pulg} = 1'900.000 \text{ lbs-pulg} = 2'080.000 \text{ kgs - cm.}$$

Luego :

$$S = Y \sqrt[3]{M_t} = 0,14 \sqrt[3]{2'080.000} = 0,14 \times 122 = 17 \text{ cm} = \underline{6,5 \text{ pulg}}$$

$$L = X \sqrt[3]{M_t} = 0,35 \sqrt[3]{2'080.000} = 0,35 \times 122 = 40 \text{ cm} = \underline{16 \text{ pul.}}$$

(Ref.- Hutte pág 103 )

Conclusión: Las 2 ruedas, acopladas entre sí, grandes  $C_2$  , tendrán las siguientes características básicas .

a) material = Acero St42

b) Diámetro primitivo = 54,37"

c) Cubo  $\left\{ \begin{array}{l} 1) \text{ hueco} = 11'' \\ 2) \text{ altura} = (S) = 6,5'' \\ 3) \text{ longitud} (L) = 16'' \end{array} \right.$

Diseño del cubo de la rueda  $C_2$  .- (Ref Dibujo III - 3 cap VIII.)

g) Cálculo y diseño de las dimensiones básicas de los dientes de las ruedas .-

1) anchura del diente (A) = W ( distancia entre placas laterales de la cadena ) - 1,3 mm = 2,5" - 0,05" = 2,45"

2) saliente del diente ( $h_1$ )  $\approx$  comprendido entre el radio del pasador de la cadena y la mitad de la anchura de los eslabones  $1/2$  anchura de los eslabones = 2,5  $D_p = 2,5 \times 1,25" = 3,1"$

$$\therefore h_1 = 0,625" \div \frac{3,1}{2} = 0,62" \div 1,55$$

$$\text{escojo } h_1 = 1,3"$$

3) Altura de la base o pié del diente ( $h_2$ )  $\approx$  anchura de los eslabones .-  $h_2 = 3,1" - 1,3 = 1,8"$

4) Espesor del diente (e) = ( p -  $D_R$  ) - 0,5 mm = ( 4,07" - 1,4" ) - 0,019" = 2,67" - 0,019" = 2,65".

5) Diseño básico de un diente de la rueda.-



$$\begin{array}{l} h_1 = 1,3'' \\ h_2 = 1,8'' \\ A = 2,45'' \\ e = 2,65'' \end{array}$$

### III TERCER SISTEMA DE TRANSMISION ( D )

Sé que:

$$n_{C1} = 1,6 \text{ R.P.M.}$$

$$N_{D1} = 16 \text{ dientes}$$

$$n_{C2} = 0,5 \text{ R.P.M.}$$

$$N_{D2} = 52 \text{ dientes}$$

asumo  $D_{pD1} = 14''$  para tener una velocidad moderada de cadena.

1) Cálculo de  $D_{pD2}$  .-

$$r = \frac{n_{C1}}{n_{C2}} = 3,23 = \frac{D_{pD2}}{D_{pD1}}$$

$$\text{Luego: } D_{pD2} = D_{pD1} \times 3,23 = 14'' \times 3,23 = \underline{45,2''}$$

2) Cálculo del pitch.-

$$\begin{aligned} p_{D1} &= D_{pD1} \times \text{sen} \frac{180}{N_{D1}} = 14'' \times \text{sen} \left( \frac{180^\circ}{16} \right) = 14'' \times \text{sen} 11,25^\circ \\ &= \underline{2,75''} \end{aligned}$$

- Pero como dije para el 2 sistema, este valor de  $p$  en una cadena no es muy común ni estandarizado en stock por ello asumo  $p = 3''$

Pero el  $D_p D1$  correspondiente sería:

$$D_{pD1} = \frac{p_{D1}}{\text{sen} \left( \frac{180}{16} \right)} = \frac{3''}{0,19} = \underline{15,2''}$$

3) Cálculo de la velocidad de la Cadena .-

$$V_D = \frac{p \times n \times N}{12} = \frac{3 \times 1,6 \times 16}{12} = 6,4 \frac{\text{pies}}{\text{min}}$$

4) Cálculo de la fuerza de tracción en la cadena.-

asunción : no hay pérdidas en la transmisión de potencia

$$\begin{aligned} F'_D &= \frac{\text{HP transmitidos} \times 33.000}{V_D} = \frac{98 \times 33.000}{6,4} = \\ &= 505.000 \text{ lbs.} \end{aligned}$$

NOTA: Pero esta fuerza de tracción la divido en 2 partes ,pues en el proyecto inicial decidí transmitir la potencia bifurcada a ambos lados del eje motriz de la mesa . Por ello:

$$F'_D = \text{para cada lado} = \frac{505.000}{2} = 252.500 \text{ lbs.}$$

Ahora, considerando el factor de seguridad:

$$K_S = 2,3 \quad \text{tengo:}$$

$$F'_D \text{ equiv.} = 252.500 \times 2,3 = 578.000 \text{ lbs.}$$

5) Selección de la cadena de transmisión :

Datos básicos { a) pitch = 3"  
b) fuerza de tracción = 578,000 lbs

En primera instancia en caso de querer mantener el  $p = 3"$ , escogería:

a) RC240 - 5 ; cuyas características serían :

- De rodillos
- $p = 3"$
- 5 ramales
- resistencia máxima a la tracción por ramal = 130.000 lbs
- " " " " " " total = 650.000 lbs

b) Puedo usar una con un  $p$  algo mayor que el  $p$  originalmente supuesto.-

- tipo LXS 3514
- de rodillos bushed
- $p = 3,5"$
- resistencia máxima a la tracción por ramal = 140.000 lbs
- " " " " " " total = 560.000 lbs

c) Pero así como para segundo sistema , puedo también usar una cadena de mayor  $p$ .

- tipo LXS5022 que básicamente tienen la misma forma que las tipo RC Forma 3 (REF. Link Belt pág 102 y 103)
- de rodillos bushed
- $p = 5"$
- 3 ramales en lera instancia
- resistencia máxima a la tracción por ramal = 220.000 lbs
- " " " " " " total = 660.00

De los tres tipos de cadena nombrados anteriormente escojo la tipo LXS5022 , por las mismas razones expuestas para el segundo sistema anterior; además de que al ser de un  $p$  mayor que  $3"$  esto dará lugar a que el valor de la tracción en la cadena sea menor que el inicialmente calculado por lo que quizá tenga que usar solo 2 ramales de cadena como lo voy a demostrar a continuación.

$$V_D = \frac{p \cdot D_1 \times N_{D1} \times n_{D1}}{12} =$$

$$6,4 \text{ pies/min} = \frac{5 \text{ pulg.} \times N_{D1} \times 1,6}{12}$$

$$N_{D1} = \frac{6,4 \times 12}{5 \times 1,6} = 9,6 \text{ dientes.}$$

Por tanto, escogeré el mínimo número de dientes permitido para una rueda de transmisión ( =  $N_{D1} = 13$  dientes )

$$\text{Por lo cual : } N_{D2} = 3,23 \times 13 = 42 \text{ dientes}$$

Pero al escoger  $n_{DL} = 13$  dientes, bajará la  $v_D$

$$V_D = \frac{p \times N \times n}{12} = \frac{5 \times 13 \times 1.6}{12} = 8.7 \text{ pies/min}$$

Debido a ello se rebaja la fuerza de tracción total .-

$$H'D = \frac{\text{HP transmitidos} \times 33.000}{v} = \frac{98 \times 33.000}{8.7} = 376.000 \text{ lbs.}$$

Luego para cada lado :

$$F'D = \frac{376.000 \text{ lbs}}{2} = 188.000 \text{ lbs.}$$

Que con el factor de seguridad :  $K_s = 2,3$  dará :

$$F_{D \text{ equiv}} = 188.000 \text{ lbs} \times 2,3 = 432.000 \text{ lbs}$$

Esta sería la fuerza de tracción, considerando su  $K_s$ , que se produciría en la cadena , en caso de usar la de tipo LXS5022, que tiene como resistencia máxima a la tracción por ramal, 220.000 lbs; por tanto usaré una cadena tipo LXS5022-2 con las siguientes características:

- tipo 3 que básicamente tiene la misma forma que las tipo RC ( Ref pág 103)
- 2 ramales
- de rodillos "bushed"
- $p = 5"$
- peso por pie de longitud = 67 lbs.
- Resistencia , máxima a la tracción por ramal = 220.000 lbs
- " " " " total = 440.000 lbs
- (Ref.- Link belt # 1050; pág 102)

6) Cálculo y Diseño de sus partes esenciales.- ( para un ramal).-

a) Diámetro del pasador del rodillo .-

$$d_p = 0,312 p = 0,312 \times 5" = 1,55"$$

b) Largo del rodillo.- ( $w$ ).-

$$W = 0,62 p = 0,62 \times 5" = 3,1"$$

c) Diámetro exterior del rodillo ( $d_R$ ) .-

$$d_R = 1,2 d_p = 1,2 \times 1,55" = 1,86"$$

d) Espesor de las placas laterales ( $L_{PT}$ )

$$L_{PT} = 0,125 p = 0,125 \times 5" = 0,6"$$

e) Ancho de la placa (b).-

$$b = 2,5 d_p = 2,5 \times 1,55" = 3,87"$$

f) Long total del pasador ( $L_p$ ) .-

$$L_p = 4 L_{PT} + W = 4 \times 0,6" + 3,1" = 5,6"$$

g) Longitud del bocín ( $L_B$ ).- Del rodillo, el cual gira ajustando al diámetro interno del rodillo, alrededor del pasador.-

$$L_B = 2L_{PT} = 2 \times 0,6'' = 1,2''$$

7) .-Cálculo de la longitud de cadena , y de la distancia entre centros ( C ).-

$$\text{Sé que: } \frac{L}{p} = \frac{2C}{p} + \frac{N_{D1} + N_{D2}}{2} + \frac{(N_{D2} - N_{D1})^2}{4\pi^2 (C/p)}$$

En primer lugar, asumo un valor de C, en base a las limitaciones anteriormente citadas .

$$C = 69'' \quad (= 175 \text{ cmts})$$

Luego; si  $p = 5'' = 12,7 \text{ cm}$ .

$$\frac{L}{p} = \frac{2 \times 175}{12,7} + \frac{13 + 42}{2} + \frac{(42 - 13)^2}{4 \times 9,85 \times \frac{175}{12,7}}$$

$$\frac{L}{p} = 27,5 + 27,5 + \frac{841}{539,8} = 55 + 1,55 = 56,55 \text{ pasas}$$

pero el número par de pasos más próximos es :  $\frac{L}{p} = 56$  pasos

Luego, Long de la Cadena =  $56 \times 12,7 \text{ cm} = 710 \text{ cmts} = \underline{276 \text{ pulg}}$

Pero el valor de C, lógicamente variará un poco con relación al inicialmente asumido : por tanto en la ecuación. (1)

$$56 = \frac{2C}{12,7} + 27,5 + \frac{841}{39,4 \left(\frac{C}{12,7}\right)}$$

$$\frac{2C}{12,7} + \frac{271}{C} = 28,5$$

$$0,15 C^2 + 271 = 28,5 C$$

$$0,15 C^2 - 28,5C + 271 = 0$$

Resolviendo esta ecuación de segundo grado:

$$C = \frac{28,5 \pm \sqrt{812 - 162}}{0,3} = \frac{28,5 + 25,4}{0,3} = 178 \text{ cm} = \underline{69 \text{ pulg}} = C$$

8) .- selección de las ruedas.- Cálculo y diseño de sus partes esenciales.-

- selección del tipo de rueda .-

a) correspondiente a la cadena tipo LXS5022 (Ref. Link Belt # 1050 pág 140)

b) TIPO B ; por razones de desgaste y de facilidad de instalar las cuñas rectangulares entre el eje y las ruedas.

c) Características según cálculos hechos anteriormente.-

rueda catalina pequeña (D<sub>1</sub>)-

-número de dientes = 13

- pitch = 5"

- Diámetro primitivo ( $D_{pD1}$ )

$$\frac{D_{pD1}}{D} = \frac{P_D}{\text{Sen } \frac{180}{N_{D1}}} = \frac{5''}{\text{Sen } \frac{180}{13}} = \frac{5''}{0,24} = \underline{20,89''}$$

Rueda Catalina grande ( $D_2$ ) .-

- Cálculo del número de dientes:

$$r = 3,23 = \frac{N_{D2}}{N_{D1}}$$

$$N_{D2} = 3,23 \times N_{D1} = 3,23 \times 13N \approx 42 \text{ dientes}$$

- cálculo del diámetro primitivo .-

$$\frac{D_{pD2}}{D_{pD1}} = 3,23 = r$$

$$D_{pD2} = D_{pD1} \times 3,23 = 20,89'' \times 3,23 = 67,5 \text{ pulg.}$$

Con estos datos voy al catálogo de Link Belt # 1050 y encuentro en la tabla para ruedas de Cadena LXS5022 (Ref. pág 140 ), una rueda  $D_2$  con las siguientes características básicas:

- Número de dientes = 42 dientes

- Pitch = 5 pulg

- Diámetro primitivo = 67,5 pulg.

d) Cálculo y diseño del cubo de las ruedas  $D_1$  .-

- Datos preliminares .-

1) Diámetro primitivo de la rueda = 20,89"

2) eje II: = 11"

3)  $P_{D1} = 94.000$  lbs : esfuerzo tangencial o tensión periférica en la rueda  $D_1$  .

- Condiciones .-

1) Se usará cuñas cuadradas o rectangulares

2) material: Acero St 42

- cálculo de la longitud (L) y de la altura (S) del cubo .-

$$M_t = P_{D1} \times R_{pD1} = 94.000 \text{ lbs} \times 10,44 \text{ pulg} = 981.300 \text{ lbs-pulg}$$

( = 1'076.000 Kg - cm )

Luego:

$$L = X \sqrt[3]{M_t} = 0,35 \sqrt[3]{1'076.000} = 0,35 \times 103 = 36 \text{ cmts} = \underline{14 \text{ Pulg}}$$

$$S = Y \sqrt[3]{M_t} = 0,14 \sqrt[3]{1'076.000} = 0,14 \times 103 = 14,4 \text{ cm} = \underline{5,5 \text{ pulg}}$$

Ref .- Hutte, pág 103)

Observación .- Pero como el valor de S sería demasiado grande , ya que considerando el diámetro del eje II, tendríamos que diámetro del cubo = 11" 2 x 5,5" = 22"; que es mayor que diámetro primitivo de la rueda  $D_1$  ( = 20,89" ) . Por tanto asumo, considerando que el  $M_t$  debe ser soportado por la rueda):

$$S = 3,5''$$

$$L = 16''$$

Conclusión .- Las dos ruedas, conductoras de la cadena LXS5022 -2, acopladas entre sí, las diseñaré con las siguientes características básicas:

- a) Material : Acero St 42 [C30 ( DIN ) o C1030 ( AISI )]
- b) Diámetro primitivo = 20,89"
- c) Cubo de cada una de las dos ruedas  $\left\{ \begin{array}{l} 1) \text{ hueco} = 11'' \\ 2) \text{ altura (S)} = 3,5'' \\ 3) \text{ longitud (L)} = 16'' \end{array} \right.$

- Diseño del cubo de las ruedas  $D_1$   
( Ver Dibujo III-3, cap. VIII )

NOTA: Aunque para mayor seguridad y ahorro económico, bien se podría escoger, basándome en el catálogo de Link Belt, para una rueda de hueco = 11" y con un  $M_t = 981.300$  lbs pulg; una rueda con las siguientes características:

- a) material: acero fundido (Cast Steel)
- b)  $S = 3,5''$
- c)  $L = 15''$  } cubo

e) Cálculo y diseño del cubo de las ruedas  $D_2$  .-

e) Cálculo y Diseño del Cubo de las ruedas  $D_2$  .-

- Datos preliminares .-

- 1) D primitivo = 67,5"
- 2) eje III = 12 " (según catálogo que haré en el cap. IV )
- 3)  $P_{D2} = 94.000$  lbs

- Condiciones .- Las mismas que para las  $D_1$  .-

- Cálculo de la Long (L) y altura (S) del cubo .-

$$M_t = P_{D2} \times R_{PD2} = 94.000 \text{ lbs} \times 33,75'' = 3'160.000 \text{ lbs-pulg}$$
$$\approx 3'480.000 \text{ Kg - cm}$$

Luego :

$$L = X \sqrt[3]{M_t} = 0,35 \sqrt[3]{3'480.000} = 52,5 \text{ cm} \approx 20,2''$$

$$S = Y \sqrt[3]{M_t} = 0,14 \sqrt[3]{3'480.000} = 21 \text{ cm} \approx 8''$$

Observaciones .- Pero para no tener demasiada longitud de cubo , asumiré :  $L = 19''$

$$S = 9''$$

Por tanto , las 2 ruedas grandes  $D_2$ , acopladas entre si tendrán las siguientes características básicas:

a) Material : Acero St 42 (C<sub>30</sub> ó C<sub>1030</sub>)

b) Diámetro primitivo = 67,5"

c) Cubo de cada una de las dos ruedas  $\begin{cases} 1) \text{ hueco} = 12'' \\ 2) \text{ altura (S)} = 9'' \\ 3) \text{ longitud (L)} = 19'' \end{cases}$

Diseño del cubo de las ruedas D<sub>2</sub>.-

( Ref Dibujo III - 3 cap VIII )

f) Cálculo y diseño de las dimensiones básicas de los dientes de la rueda .-

1) anchura del diente .- (A)

$$A = W - 1,3 \text{ mm} = 3,1 - 0,05'' = 3,05''$$

2) Saliente del diente (h<sub>1</sub>): Comprendido entre el radio del pasador y la mitad de la anchura de los eslabones.-

$$\therefore h_1 = 0,78'' \quad 1,93$$

Asumo h<sub>1</sub> = 1,6"

3) altura de la base del diente (h<sub>2</sub>)  $\approx$  anchura de los eslabones

$$- h_2 = 3,87'' - 1,6 = 2,27''$$

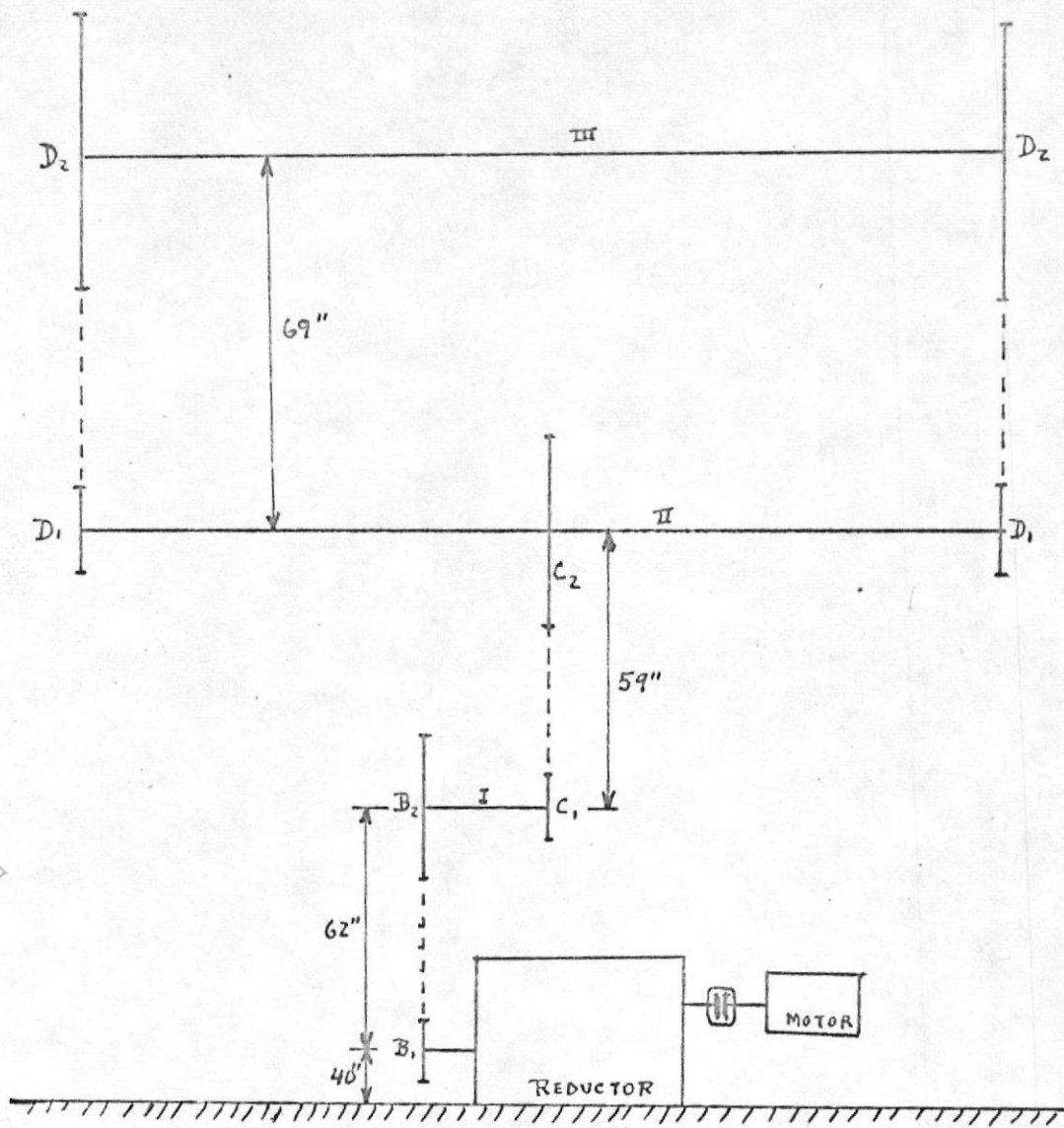
4) Espesor del diente (e) =  $(p - D_R) - 0,019'' = (5'' - 1,86'') - 0,019'' = 3,12''$

---

Como nota adicional al sistema total de transmisión, calculado anteriormente, tendré que haciendo un esquema del mismo de frente en relación al espacio ocupado ; suponiendo que todo el sistema fuera en dirección vertical hacia arriba; y en la parte delantera de la mesa alimentadora.- Esto me servirá para cálculos posteriores .

Nota: Aunque el sistema total de transmisión tendrá una inclinación de 50° eje III con respecto al suelo y que está dentro del límite permisible para estos casos.

( Ver hoja siguiente )



Ruedas	B <sub>2</sub>	B <sub>1</sub> = Diá primitivo = 15,98"
		{ Dia. primitivo = 55,73" Cubo : S = 5,6 " L = 14,5"
Ruedas	C <sub>2</sub>	C <sub>1</sub> { Dia. primitivo = 16,98" Cubo: S = 2,5" L = 13"
		C <sub>2</sub> { Dia primitivo = 54,37" Cubo: S = 6,5 " L = 16"
Ruedas	D <sub>2</sub>	D <sub>1</sub> { Dia primitivo = 20,89" Cubo: S = 3,5" L = 16"
		D <sub>2</sub> { Dia primitivo = 67,5" Cubo: S = 9" L = 19"

## CAPITULO IV

### SISTEMA MECANICO DE TRANSMISION

- a) Cálculo y Diseño de los árboles de transmisión.
- b) Cálculo y Diseño de los apoyos para los árboles de transmisión .
- c) Cálculo y Diseño de los ajustes y elementos esencia ciales.

## CALCULO Y DISEÑO DEL ÁRBOL I.-

### I ) Consideraciones preliminares.-

árboles de transmisión.- son aquellos elementos empleados para transmitir un momento de rotación a distancia, a diferencia de los ejes en sí que sólo se utilizan como medio para sostener a un determinado órgano de máquina permitiéndole por lo general un giro alrededor suyo.

Esfuerzos resultantes en el árbol.- Por ello los árboles de transmisión están sometidos normalmente a torsión o a flexión y torsión combinados .

En el caso estudiado del árbol I, veo que está sometido a torsión y flexión pues cumple 2 funciones :

- transmite un momento de rotación de la rueda  $B_2$  a  $C_1$ , debido a lo cual hay torsión.
- soporta el peso de las ruedas, y sobre todo las fuerzas o reacciones de dichas ruedas sobre él, debidas a la tensión en las cadenas. Por ello se produce flexión.

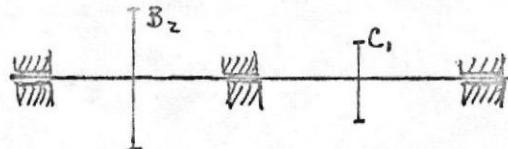
### Selección del sistema de apoyos .-

Para ello consideraré situaciones como:

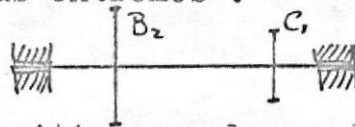
- Seguridad o eficiencia ; b) aspecto económico; c) Estructura soportante sencilla; d) factor de espacio disponible.

En primera instancia, considero 3 posibilidades de soportarlo, que a mi manera de ver son las más recomendables:

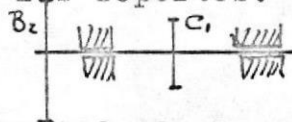
- árbol soportado en tres sitios, en las ruedas  $B_2$  y  $C_1$  entre cada soporte.



- árbol soportado en sus extremos .-

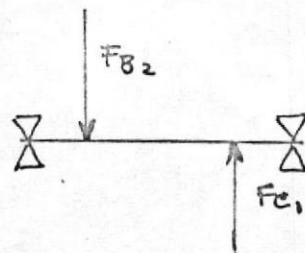
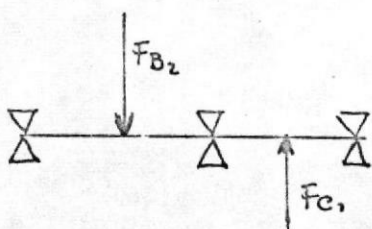


- árbol soportado en 2 sitios con la rueda grande en voladizo y la rueda chica entre los soportes.

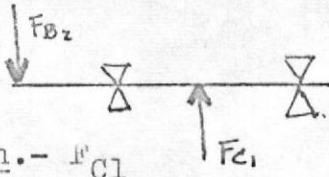


Ahora considerando el sentido de las fuerzas actuantes, tendremos:

- 



3)



Selección. -  $F_{C1}$

Antes que nada vale anotar que el  $M_t$  se mantiene casi igual para los tres casos (Ref.-  $M_t = \frac{HP \times n}{63.000}$  )

De los tres casos elimino primeramente el 2do , pues existe un gran esfuerzo de flexión entre los dos soportes, y que además y que además por su discontinuidad puede dar lugar a problemas con el árbol en un punto entre las dos ruedas. Así mismo necesitaría una estructura soportante de los apoyos , algo complicada por estar la rueda grande entre los dos apoyos .

De entre los casos 1) y 3), es para darse cuenta que el caso 1) es el más aconsejado desde el punto de vista de seguridad del sistema , pues es el que menor momento de flexión tiene a lo largo de su longitud en comparación con el caso 3).

Pero en cambio si escogiera este sistema necesitaría : a) Un árbol más largo , pues las ruedas van soportadas entre dos chumaceras, cada una .I esto da lugar a un ángulo de torsión ( $\phi_t$ ) mayor , además del aspecto económico desfavorable .b)Una chumacera o soporte más que para el caso 3). c) I tendría que hacer una estructura soportante de dichos apoyos, más extensa y complicada .- Es decir que por todos estos inconvenientes de espacio y económicos principalmente, no me conviene el caso 1).

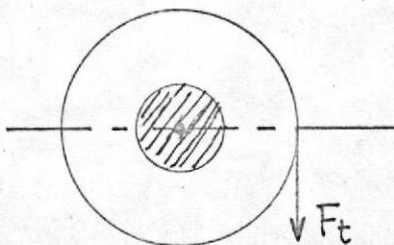
Todos los problemas de espacio y económicos a que da lugar los casos 1) y 2) se los puede obviar adoptando el caso 3), que por tener una menor longitud de eje y menor cantidad de chumacera es ventajoso económicamente; así mismo por tener la rueda grande fuera de los dos apoyos , necesitaré una estructura soportante única , sencilla y pequeña. I en lo referente al momento flector máximo elevado que se produciría, esto se evitará en parte acercando, lo mas posible las ruedas a los apoyos, especialmente al apoyo izquierdo.

Por todo lo anteriormente mencionado, escojo el sistema de apoyos # 3, para el árbol de transmisión I.

II Reacciones o fuerzas actuantes de las ruedas sobre el árbol.I.

Asumpciones .-

a)  $P_1 = P_2 = F_t$  (Esfuerzo tangencial en la rueda )



( Ref. Mechanik ANigaben pág 130; y catálogo Atlanta)

donde:  $P_1$  y  $P_2$  son las reacciones o mejor dicho las fuerzas actuantes de la rueda sobre el árbol.

o mejor dicho las fuerzas actuantes de la rueda sobre el árbol.

b) No hay pérdidas de transmisión de potencia .

- Consideraciones especiales.-

a) Anteriormente en el cap III, decidí, por razones de espacio y construcción , diseñar los sistemas de transmisión con una inclinación de  $50^{\circ}$  con respecto al suelo .

Así mismo decidí, que todas las cadenas de transmisión tengan la misma inclinación, por ello las fuerzas actuantes de las ruedas actuantes de las ruedas sobre el eje serán también en la misma dirección .

b) La cadena de transmisión del primer sistema de transmisión tiene su tensión o esfuerzo tangencia con dirección hacia abajo; en cambio la de la cadena del segundo sistema tiene dirección hacia arriba . Todo lo cual influenciaría en el sentido de las fuerzas actuantes sobre el árbol; pues dichas fuerzas tendrán la dirección y sentido de las tensiones de las cadenas que serán los esfuerzos tangenciales en las ruedas.

fuerzas actuantes.- Las 2 fuerzas actuantes sobre el árbol I no son solamente debidas a los esfuerzos tangenciales en las ruedas, sino que también intervienen el peso de la rueda, aunque este valor, es tan pequeño comparado con los otros , que por lo general se lo desprecia. también como la rueda grande está en el voladizo, es decir soportada en un extremo, por ello además de las fuerzas anteriormente citadas, intervendrá también una fuerza debida a la sobrecarga (overhang load) en el eje.-

- Cálculos de las fuerzas actuantes .- Rueda B<sub>2</sub>.-

a) Peso de la rueda .- ( Tipo RC 200 )

Peso = Peso específico x Vol.

Sé que : 1) peso específico(xacero ) = 0,28 lbs / pulg<sup>2</sup>

(Ref. Shigley.- Tabla A-1 .- pág 621)

2) El volumen de dicha rueda , lo calculo considerando como un cilindro hueco .

$$\text{Vol.} = h ( \pi R^2 - \pi r^2 )$$

Datos: - D primitivo = 55,73"

- ancho de la rueda ( H ) en la sección del cubo=14,5"

- hueco de la rueda = 9"

- diámetro del cubo = 20"

según datos, asumo un cilindro hueco con los siguientes datos:

$$D_{\text{ext}} = 55'' - R_e = 27,5''$$

$$D_{\text{int}} = 9'' - R_i = 4,5''$$

$$\text{ancho ( h )} = 6''$$

$$\begin{aligned} \text{Luego: } V &= 6 \times 3,14 \left( (27,5)^2 - (4,5)^2 \right) \\ &= 18,8 (756 - 20) = 12.500 \text{ pulg}^3 \\ \text{Peso rueda} &= 12.500 \text{ pulg}^3 \times 0,28 \text{ lbs/pulg}^3 \\ &= 3.600 \text{ lbs. (aproximado)} \end{aligned}$$

b) Esfuerzo tangencial en la rueda B<sub>2</sub>, debido a la tensión de la cadena de transmisión .-

Este valor lo calcularé en función del toque y de la potencia transmitida

$$\begin{aligned} \text{Sé que: } \text{Pot} &= T \times \omega \\ T &= \text{Momento torsor} \\ \omega &= \text{velocidad angular; } \omega = 2\pi n \end{aligned}$$

$$\text{Pot} = T \times 2\pi n \quad \text{(A)}$$

Sé además que en la rueda, el toque que se produce es:

$$T = P \times R$$

donde P = esfuerzo tangencial (lbs) en la rueda.

R = radio primitivo de la rueda (pulg)

Ahora, según (A):

$$\begin{aligned} \text{Pot} &= P \times R \times 2\pi n. \\ &\left( \text{Pot en } \frac{\text{lbs} \cdot \text{pulg}}{\text{min}} \right) \end{aligned}$$

$$\text{Sé que: } 1 \text{ HP} = 33.000 \times 12 \frac{\text{lbs} \cdot \text{pulg}}{\text{min}}$$

$$\text{Luego: } \text{Pot (HP)} = \frac{P R 2\pi n \times 1}{33.000 \times 12}$$

De donde:

$$P = \frac{\text{HP} \times 33.000 \times 12}{R \times 2\pi \times n}$$

$$\text{(B)} \quad \boxed{P = \frac{\text{HP} \times 63.000}{R \times n}}$$

Luego, para la rueda B<sub>2</sub>:

$$P_{B2} = \frac{98 \times 63.000}{27,9" \times 5,2} = 42.000 \text{ lbs}$$

c) Cálculo de la sobrecarga en el eje (overhung load).-

$$\text{OV/LOAD} = \frac{126.000 \times F \times H}{D \times n}$$

( Ref.- Link Belt 1050 pág 312 )

$$\text{ov load} = \frac{126.000 \times 1 \times 98}{55,7 \times 5,2} = 43.000 \text{ lbs}$$

Rueda C<sub>1</sub>

a) Peso de la rueda. - (Ref tipo LX81245.- (Link Belt 1050).-

$$\text{Peso} = 126 \text{ lbs ( Ref.- pág 130)}$$

Como son 2 ruedas acopladas entre sí : Peso = 252 lbs

b) Cálculo de la fuerza actuante debida a la rueda C<sub>1</sub>

$$P = \frac{HP \times 63.000}{R \times n}$$

( Ref: Ecuac B para el caso anterior )

$$P_{C1} = \frac{98 \times 63.000}{8,5 \times 5,2} = 140.000 \text{ lbs.}$$

### III Cálculo del árbol I. -

A) Asumpciones de distancias aproximadas. -

a) Ancho de las ruedas en la cección del cubo :

$$1 \text{ rueda } B_2 = 14,5''$$

$$\text{rueda } C_1 = 26''$$

b) Longitud aproximada de los apoyos .- Para ello antes de calcular un diámetro de eje aprximado.-

suponiendo que uso un eje de acero dulce (Bessermer)

$$d = 122 \sqrt[4]{\frac{H}{n}} \quad (\text{ Ref .- Celso Máximo.- Artíc 173.-pág 164})$$

donde: H = HP transmitido

n = R.P.M. del eje

d = diámetro en mm.

Luego :

$$d = 122 \sqrt[4]{\frac{98}{5,2}} = 260 \text{ mm} (\approx 10'')$$

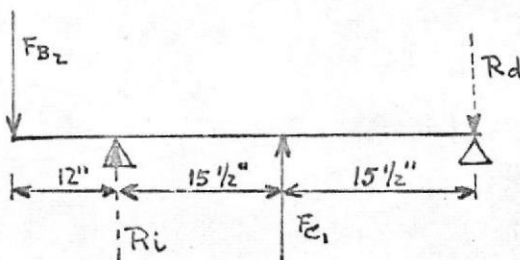
Según esto, tengo que la long de los apoyos será, considerando q que por lo general las secciones de eje correspondientes a los apoyos , que:

$$\frac{L}{d} = 1,4 \quad (\text{ para } n < 60 \text{ R.P.M. } )$$

Ref. celso máximo.-art.192.- / ag 183)

$$L = 9'' \times 1,4 \approx 12''$$

Según los datos anteriores, tengo el siguiente diagrama:





Luego:

$$\left( M_X \right)_{X=12''} = 49.300 (X-12) - 86.000 X$$

para  $12'' < X < 27,5''$

Resolviendo esta ecuación :

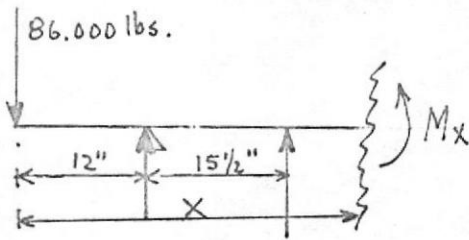
$$M_X = - 36.000X - 591.600$$

Por tanto :

$$\left( M_X \right)_{X=12''} = - 86.000 \times 12 = - 1'032.000$$

$$\left( M_X \right)_{X=27,5''} = - 36.700 \times 27,5 - 591.600 = - 1'600.000 \text{ lbs-pulg}$$

Corte C.-



$$\begin{aligned} \sum M = 0 \\ - M_X - 86.000x + 49.300(X-12) \\ + 140.000(X-27,5) = 0 \\ M_X = 49.300(X-12) + 140.000 (X-27,5) \\ - 86.000X \end{aligned}$$

Luego:

$$M_X = 49.300 ( X-12) + 140.000 ( X-27,5) - 86.000X$$

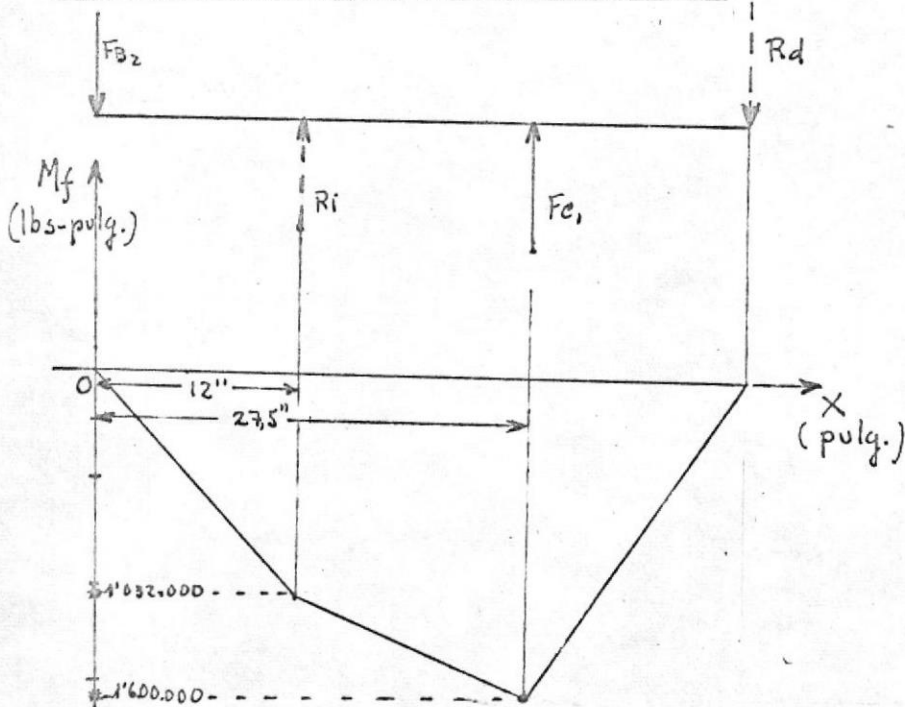
para  $27,5'' < X < 43''$

$$M_X = 103.000X - 4'440.000$$

$$\left( M_X \right)_{X=27,5''} = - 1'600.000 \text{ lbs-pulg}$$

$$\left( M_X \right)_{X=43''} = M_X = 1.900 \text{ lbs - pulg}$$

GRÁFICO DEL MOMENTO FLECTOR MÁXIMO.-



Luego:  $M_{fI}$  máximo = 1'600.000 lbs - pulg

Notas de diseño referentes al diagrama obtenido.-

- a) En la sección donde se produce el  $M_f$  máximo, será donde el eje deba tener su diámetro máximo.
- b) Los diámetros del eje en las secciones de los apoyos i y d, pueden ser menores que el resto.
- c) El diámetro del eje en la sección del apoyo d puede ser menor que en el apoyo i.
- d) Cálculo del Momento torsor máximo  $M_t$  .-

$$M_t = \frac{63.000 \times HP}{n} \quad (\text{lbs - pulg})$$

(Ref. Dynamik Fester Körper; ecuación. 20.-pág 32)

Asumiendo que no hay pérdidas en la transmisión de potencias lo cual me representa ya un gran factor de seguridad para el cálculo del diámetro del eje.-

$$M_t = \frac{63.000 \times 98}{5,2} = 1'171.500 \text{ lbs-pulg}$$

E) Cálculo del diámetro del árbol.-

a) Está sometido a flexión y torsión

Datos: b)  $M_f$  máx = 1'600.000 lbs - pulg

c)  $M_t$  máx = 1'171.500 lbs - pulg

Primera Asumpción .- material: Acero comercial  $S_t 60$  [C1035 (AISI)]

$$\text{Sé que : } d = \sqrt[3]{\frac{M_i}{0,1 \sigma_f}}$$

(Ref.-Mechanik Aufgaben; pág 132 o Mecanismos por Celso Máximo pág 175 Ec #Ec 25)

donde : d = diámetro del eje (en pulg)

$M_i$  = Momento ideal de flexión (en lbs - pulg)

$\sigma_f$  = tensión o resistencia máxima de flexión, según el material usado para el eje ( en - lbs/pulg<sup>2</sup>)

- Cálculo del  $M_i$  .-

$$M_i = 0,35 M_f + 0,65 \sqrt{M_f^2 + (\alpha_0 M_t)^2}$$

( Ref.- Mechanik Aufgaben Ec.178, pág232 )

donde:  $M_f$  = Momento flexor máximo en el eje

$M_t$  = " torsor " " " "

$$\alpha_0 = \frac{\sigma_f}{1,3 \sigma_t}$$

donde:  $\sigma_t$  = tensión de torsión o de corte.

Los valores de  $\sigma_f$  i  $\sigma_t$ , para acero comercial de transmisión, y para ejes con concesión para cuñas serán :

$$\begin{aligned}\sigma_f &= 12.000 \text{ lbs/pulg}^2 \\ \sigma_t &= 6.000 \text{ lbs/pulg}^2\end{aligned}$$

( Ref.- Tabla A.- Proyectos mecánicos.- Ing Romo )

$$\text{Luego : } \alpha_0 = \frac{12.000}{1,3 \times 6.000} = 1,53$$

Por tanto :

$$M_i = 0,35 \times 1'600.000 \quad 0,65 \sqrt{(1'600.000)^2 + (1,53 \times 1'171.500)^2}$$

$$\begin{aligned}M_i &= 560.000 \quad 0,65 \times 2'260.000 \\ &= 560.000 \quad 1'280.000 = 1'840.000 \text{ lbs-pulg}\end{aligned}$$

Con este dato, calculo  $d$  del eje .-

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_i}{0,1 \times \sigma_f}} = \sqrt[3]{\frac{1'840.000}{0,1 \times 12.000}} = \underline{13,2} \text{ "}$$

Conclusión:.- Al usar <sup>este</sup>acero comercial de transmisión que es el que se encuentra normalmente, del árbol I, no me conviene pues necesitaría tener un gran diámetro de árbol, lo cual <sup>es</sup> aconsejado desde el punto de vista de facilidad para el montaje y reparación porque necesitaría una estructura general soportante del sistema complicado y peor aún no conviene económicamente no por su tamaño, pues el material usado no es de precio excesivamente elevado, sino sobre todo porque se necesitará usar chumaceras de gran tamaño. También es bastante difícil conseguir rápidamente ejes de tal tamaño.

segunda asunción.- Material : Acero S<sub>t</sub>70 { que equivale a acero C<sub>1045</sub>, serie AISI; o C<sub>45</sub>, serie (DIN) .- Este material es el de mayor resistencia aconsejado para árboles de transmisión ( ref. Les Ingenieurs Taschen buch Maschineuban.-Hütte.-pag 95)

Para árboles de transmisión con concesión para cuñas

$$\begin{aligned}\sigma_f &= 1.000 \text{ a } 1.500 \text{ K/cm}^2 \\ \sigma_t &= 600 \text{ a } 800 \text{ k/cm}^2\end{aligned}$$

Estos valores son con un factor de seguridad de tres que es el máximo aconsejado ( Ref. tabla 43 para cálculos de ejes; Shigley );-

Análisis de  $\sigma_f$  y  $\sigma_t$  para acero S<sub>t</sub>70 ( C<sub>1045</sub>.-AISI con 0,45% de C)  
Propiedades del material:

Resistencia a la fluencia  $\approx 5.800 \text{ k/cm}^2$

resistencia a la tracción  $\approx 7.050 \text{ k/cm}^2$

resistencia a la compresión  $\approx 5.200 \text{ k/cm}^2$

Dureza Brinell  $\approx 207$

(ref Manual para Ingenieros mecánicos Baumestier .- Tabla 17 pág 599 )

Porcentaje de carbono permisible para Acero C<sub>1045</sub>: 0,43 a 0,50 %  
( Ref. Manual para ingenieros mecánicos pág 593 )

Sé que resistencia al corte ( $\sigma_t$ )  $\approx$  0,5 x resistencia a la fluencia  
( Ref Shigley pág 274 ) =  $0,5 \times 5.800 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} = 0,5 \times 80.000 \text{lbs/pulg}^2 =$   
 $40.000 \text{ lbs/pulg}^2 = \sigma_t$

y como  $\sigma_f = \sigma_t \times 2$

$$40.000 \times 2 = 80000 \text{lbs./pulg.}^2$$

Pero considerando un factor de seguridad ( $k_s$ ) = 3 tomando en cuenta que existencargas aplicadas repentinamente con shock intenso , y los ejes son con conseción para cuñas.(Ref. Tabla 13-1 Proyectos Mecánicos.-Pág.501.-Shigley.). Cabe anotar que éste es el máximo factor de seguridad que se pueda considerar.

$$\text{Luego : } \begin{aligned} \sigma_f &= 22.000 \text{ lbs / pulg}^2 \\ \sigma_t &= 11.000 \text{ lbs / pulg}^2 \end{aligned}$$

Con lo cual obtengo más seguridad todavía en el cálculo .

Con estos datos procedo a calcular:

$$d = \frac{M_i}{0,1 \sigma_f}$$

$$\text{donde: } M_i = 0,35 M_f + 0,65 \sqrt{M_f^2 + (\alpha_o M_t)^2}$$

$$\alpha_o = \frac{\sigma_f}{0,3 \sigma_t} = \frac{22.000}{0,3 \times 11.000} = 1,53$$

Luego :

$$M_i = 0,35 \times 1'600.000 + 0,65 \sqrt{(1'600.000)^2 + (1,53 \times 1'171.500)^2}$$

$$M_i = 1'840.000 \text{ lbs-pulg}$$

Por lo cual :

$$d = \sqrt[3]{\frac{1'840.000}{0,1 \times 22.000}} = \sqrt[3]{752} = 9''$$

Lógicamente este valor de  $d$  será en la sección de la rueda de la rueda C<sub>1</sub> que es donde se produce el máximo momento flector en el árbol.

Conclusiones a).-Analizando los dos casos anteriores decido usar la segunda asunción, es decir material de acero St70 [C1045 (AISI) o C45 (DIN)]; pues tengo un eje de mucho menor tamaño lo cual me conviene por las razones anotadas anteriormente en las conclusiones de la primera asunción.

b) Diámetro del eje I = 9"

F) Cálculo del diámetro del árbol en las secciones de los apoyos (i y d).

Datos : en i .-  $M_f = - 1'032.000$  lbs-pulg  
en d .-  $M_f = 1'900.$  lbs-pulg  
en i y d .- =  $1'171.500$  lbs - pulg

Luego:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_i}{0,1 \sigma_f}}$$

a) Apoyo i.

Para agilizar el cálculo el valor de  $M_i$  lo calculo según la fórmula de kenlenx ( Ref .- Celso Máximo.- Ec. #24 pág 175)

$$M_i = 0,625 M_f + 0,60 M_t$$

Condición :  $M_f < M_t$

$$( 1'032.000 < 1'171.500 )$$

Luego:

$$M_i = 0,625 \times 1'032.000 + 0,6 \times 1'171.500$$

$$M_i = 638.600 + 702.900 = 1'341.500 \text{ lbs- pulg}$$

Por tanto :

$$d = \sqrt[3]{\frac{1'341.500}{0,1 \times 22.000}} = \sqrt[3]{610 \text{ pulg}^3} = 8,5 \text{ pulg}$$

Luego:  $d_i = 8,5''$

b) Apoyo d.

$$M_i = 0,625 M_f + 0,6 M_t$$

$$M_i = 0,625 \times 1.900 + 0,6 \times 1'171.500$$

$$M_i = 704.000 \text{ lbs - pulg}$$

Portanto :

$$d = \sqrt[3]{\frac{704.000 \text{ pulg}^3}{0,1 \times 22.000}} = \sqrt[3]{320 \text{ pulg}^3} = 6,7''$$

Luego:  $d_d = 6,7 \text{ pulg}$

Pero por razones de diseño, y para mayor facilidad de construcción del eje asumimos :  $d_d = 7''$

G) Cálculo del diámetro del árbol en la sección donde soporta a la rueda B<sub>2</sub>.

Analizando el diagrama del momento flector anterior, veo que en este punto no se produce momento flector ; o sea que solo estará sometido a torsión .

Por tanto aplico la fórmula :

$$d = 1,72 \sqrt[3]{\frac{M_t}{\sigma_t}}$$

(Ref. HUTTe pág 95)

$$d = 1,72 \sqrt[3]{\frac{1.171.500 \text{ lbs-pulg}}{11.000 \text{ lbs / pulg}^2}}$$

$$= 1,72 \times 4,7 = 8,3 \text{ pulg}$$

$$\therefore = d_{B2} = 8,3 \text{ pulg.}$$

H ) Cálculo de los ajustes .-

$$\Delta u = \bar{u} \text{ rueda} - u \text{ eje} \quad \textcircled{A}$$

( Ref .- Advanced strength of materials.- Den Hartog.-pág 58)

donde :  $\Delta u =$  ajuste

$\bar{u}$  rueda = desplazamiento radial de la rueda

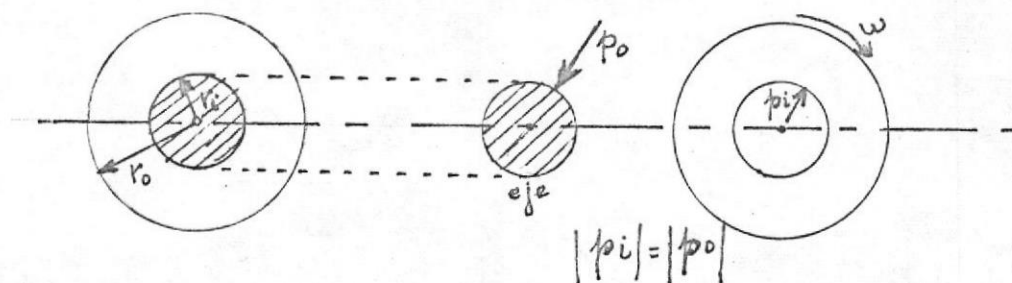
$u$  eje = desplazamiento radial del eje

$$\bar{u} = u(W) + u(p) \quad \textcircled{B}$$

donde:

$u(W)$  = desplazamiento radial en función de la velocidad angular.

$u(p)$  = desplazamiento radial en función de la presión sobre la rueda o sobre el eje según el caso.



asunciones preliminares.-a) Considero a las ruedas como discos planos que van metidos ajustados en los ejes los cuales transmiten los movimientos de rotación a los discos .

b) Que la rueda es de igual espesor en toda la dimensión del diámetro exterior ( sin dientes) al del cubo de dicha rueda .- con ello me doy un rango de seguridad , pues las ruedas(o discos)de espesor variable tienen siempre menos desplazamiento radial que las de espesor constante ,( ref. Den Hartog.- pág 64)

H<sup>o</sup> Ajuste permisible entre el árbol I y la rueda B<sub>2</sub>

1) Cálculo del desplazamiento radial de la rueda B<sub>2</sub>

Según ecuación (C)

$$U = u(W) + u(p)$$

donde :

$$a) u(w) = \rho w^2 \frac{r_i}{E} \frac{(3+v)(1-v)}{8} \left[ r_o^2 + r_i^2 + \frac{1+v}{1-v} \left( \frac{r_o^2 r_i^2}{r_i^2} \right) - \right.$$

$$\left. - \frac{1+v}{3+v} r_i^2 \right] \quad (C)$$

Ref. Den Hartog .- Ec 43 .- pág 54)

donde: u (W) = desplazamiento radial de la rueda en función de velocidad angular (W), en pulgs

$\rho$  = densidad según el material de la rueda ( acero )  
 = 0,00072  $\frac{\text{lbs}}{\text{pulg}^3 \text{seg}^2}$   
 (Ref. Den Hartog pág 49 )

W = velocidad angular de la rueda, ( en rad/ seg ) =  
 0,09 rev/seg x 2  $\pi$  rad = 0,56 rad/seg.

r<sub>i</sub> = radio interior de la rueda B<sub>2</sub> = 4,25 pulg.

E = módulo de elasticidad para el acero = 30 x 10<sup>6</sup> lbs/pul<sup>2</sup>

v = módulo de Poisson = 0,3

r<sub>o</sub> = radio exterior de la rueda B<sub>2</sub> = 27 pulgs.

En base a estos valores y resolviendo varios factores de la ecuación (C) tendré :

$$\frac{(3+v)(1-v)}{8} = \frac{(3+0,3)(1-0,3)}{8} = \frac{3,3 \times 0,7}{0,8} = 0,29$$

$$\frac{1+v}{1-v} = \frac{1,3}{0,7} = 1,86$$

$$\frac{1+v}{3+v} = \frac{1,3}{3,3} = 0,39$$

Luego en la Ecuación (C) :

$$u(W) = \rho w^2 \frac{r_i}{E} \times 0,29 \left[ r_i^2 + r_o^2 + 1,86 \frac{r_o^2 r_i^2}{r_i^2} - 0,39 r_i^2 \right]$$

Según datos que tengo :

$$u(W) = 0,0007 \frac{\text{lbs} \times \text{seg}^2}{\text{pulg}^4} \times 0,29 \frac{\text{rad}^2}{\text{seg}^2} \times \frac{4,25 \text{ pulg}}{30 \times 10^6} \times 0,29 \left[ \right.$$

$$\left. 29 \text{ pulg}^2 + 18,5 \text{ pulg}^2 + 1,86 \left( \frac{30.920}{773} \right) \text{ pulg}^2 - 0,39 \times 773 \text{ pulg}^2 \right]$$

$$= \frac{0,00017 \times 1,82}{30 \times 10^6} (748 + 74,4 - 30) = 850 \times 10^{-11} \text{ pulg.}$$

Nota: Este valor lo desprecio, por ser casi cero, lo cual se entiende conociendo las bajisimas R.P.M. del eje I (=5,2 R.P.M.)

$$b) \quad u(p_i) = p_i \frac{F_i}{E} \frac{r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \left[ (1-v) + (1+v) \times \frac{r_o^2}{r_i^2} \right] \text{.-}$$

(Ref. Den Hartog Ec.41 , pág 54)

donde :  $p_i$  = pres interna sobre la rueda  $B_2$

Sé que :  $p_i = \frac{P_i}{L \times d}$  (Ref Mechanik Aufgaben Tomo II; pág177 artículo # 142)

Donde :  $-p_i$  = pres. específica en lbs/pulg ( considerando la unidad como longitud pues estoy considerando las ruedas como discos planos)

-L = Long del eje ocupada por las ruedas ( =1 en este caso )

-d = diámetro del eje en la sección de la rueda  $B_2$  ( = 8,5 pulg)

- $p_i$  = carga =  $F_{B_2} = 86.000 \text{ lbs}$

Luego :  $p_i = \frac{86.000 \text{ lbs}}{1 \times 8,5 \text{ pulg}} = 10.000 \frac{\text{lbs}}{\text{pulg}^2}$

Como  $(p_i) = (p_o)$  ; luego :  $p_o = 10.000 \text{ lbs}$

Por tanto :

$$u(p_i) = 10.000 \text{ lbs /pulg} \times \frac{4,25 \text{ pulg}}{30 \times 10^6 \text{ lbs/ pulg}^2} \times \frac{18,5 \text{ pulg}^2}{(729-18,5) \text{ pulg}^2}$$

$$\times \left[ 0,7 + 1,3 \times \frac{729}{18,5} \right] = \frac{7,7 \times 10^5}{21.600 \times 10^6} (51,4) = 0,0018''$$

Ahora según la ecuación (B) anterior :

$$u_{B_2} = 0 + 0,0018'' = 0,0018'' = \text{desplazamiento radial de la rueda } B_2$$

2 ) Cálculo del desplazamiento radial del eje I , - en contacto con la rueda  $B_2$ .

Sé que :  $u = u(W) + u(p)$

donde :  $u(W) = 0$

luego :  $u \text{ eje I} = u(p)$

$$u \text{ eje} = u(p_o) = -p_o r_o \frac{1-v}{E}$$

(Refs fórmula # 40 .- pág 52 Den Hartog)

donde :  $p_0 = 10.000 \frac{\text{lbs}}{\text{pul}^2}$

$r_0 = 4,25 \text{ pulg}$

por tanto :

$$u_{\text{eje}} = - 10.000 \text{ lbs / pul}^2 \times 4,25 \text{ pulg} \times \frac{0,7}{30 \times 10^6 \frac{\text{lbs}}{\text{pul}^2}} =$$

$$= - 0,00099 \text{ pulg}$$

Ajuste permisible entre el eje I y la rueda B<sub>2</sub> ( u ) según la Ec A anterior

$\Delta u = u_{\text{rueda}} - u_{\text{eje}}$

$= 0,0018 - (-0,0009) = 0,0027'' (\approx 0,067\text{mm})$

Conclusión.-al diseñar el eje, el ajuste del eje I en la sección de la catalina B<sub>2</sub> será 0,00 27 pulg.

H'' ).- Ajuste permisible entre el eje I y la rueda C<sub>1</sub>.-

$\Delta u = u_{\text{rueda } C_1} - u_{\text{eje I}}$

1) cálculo del desplazamiento radial de la rueda C<sub>1</sub>.-

$$u_{C_1} = u(p_i) = p_i \frac{r_i}{E} \times \frac{r_i^2}{r_i^2 - r_o^2} \left[ 0,7 + 1,3 \times \frac{r_o^2}{r_i^2} \right]$$

donde desprecio el valor de u (W) por ser demasiado insignificante como lo vimos anteriormente .

$- p_i = \frac{P_i}{L \times d} = \frac{F_{C_1/2}}{L \times d} = \frac{75000}{1 \times 9} = 8.330 \text{ lbs / pul}^2$

$- r_i = (\text{radio interior de la rueda } C_1) = 4,5''$

$- r_o = (\text{radio exterior de la rueda sin dientes}) = 8''$

Luego :

$$u_{C_1} = u(p_i) = 8.330 \times \frac{4,5}{30 \times 10^6} \times \frac{20,3}{(64 - 20,3)}$$

$\times (0,7 + 1,3 \times 3,1) = 2.600 \times 10^6 = 0,0026''$

2) Cálculo del u eje I en contacto con la rueda C<sub>1</sub>.-

$u_{\text{eje}} = - p_0 \cdot r_0 \frac{1 - \nu}{E} = \text{sé que } |p_i| = |p_0| \text{ luego :}$

$u_{\text{eje}} = - 8.330 \times 4,5 \times \frac{0,7}{30 \times 10^6} = - 0,00085''$

- Por tanto, el ajuste permisible entre el eje I y la rueda C<sub>1</sub> será:

$$u \text{ rueda} - u \text{ eje} = 0,0026'' - ( - 0,00085'' ) = 0,0034'' \quad ( 0,082 \text{ mm} )$$

Nota: Estos valores calculados estan dentro del límite especificado en el catalogo FAG, para un aguste  $p_6$  de ejes de 9" de diámetro (Ref, pag 18-19, o Tabla IV - 2.- cap IX)

#### IV ) .- Cálculo y diseño de los apoyos del eje I.-

Características preliminares .-a) Decido usar cojinetes por deslizamiento, es decir chumaceras con bocines de bronce, pues tengo un eje de 8,5" de diámetro para el apoyo i y de 7" de diámetro para el apoyo d .- I es norma general que para ejes de 7 u 8" no se usa cojinetes por rodadura ( rulimanes ) sino por deslizamiento ( chumaceras ) .

Asi mismo debido a las bajas R/P/M/ del eje I ( : 5,2 R.P.M' ) se usa chumaceras .

Así mismo debido a las bajas R.P.M. del eje I ( : 5,2 R.P.M. ) se usa chumaceras de bronce y no rulimanes .

b) Usaré cojinete con lubricación límite o de película delgada, que son los que más económicos . Estos no estan bañados constantemente por lubricantes . Así mismo es lo más aconsejado por tener el eje bajas R.P.M. con lo cual no habrá el peligro de un recalentamiento de la chumacera desgaste rápido etc.

c) Lubricante a usarse : grasa , con lo cual se consigue el mínimo rozamiento sobre todo en estos casos de ejes pesados .

#### - Cálculo de los Bocines de las chumaceras i y d

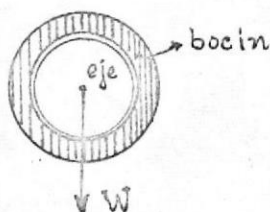
a) material .- bronce fosfórico especial de gran resistencia al desgaste .

b) Configuración : Partido por el medio para de esa manera poder facilitar el montaje y desmontaje del eje . Además con canales para la lubricación .

c) tipo de lubricante que recibirá = límite por película delgada

d) lubricante : grasa con buen porcentaje de molibdeno.

#### 1 Cálculo de la longitud del Bocín .-



#### Conceptos.-

$$\text{Se que : } p = \frac{W}{l \times d} \quad (\text{J})$$

( Ref. Mecanismos .- Celso Máximo pág 184 )

Donde: -  $p$  = intens del diseño ( en lbs/pulg<sup>2</sup>): Asumo  $p = 1200$  lbs /pul<sup>2</sup> que es lo señalado para eje de acero templado pulido y bien engrasado que gira sobre chumaceras de bronce especial (Ref Celso Máximo art 205, pág193 y 195 )

-  $W$  = carga en el cojinete(en lbs)

-  $l$  = long mínima del bocín del cojinete(en pulgadas)

-  $d$  = diámetro del eje en la sección del cojinete (en pul)

- Chumacera Izquierda (i) .-

datos:  $W_i = 49.300$  lbs

$d_i = 8,5$  pulg

Luego segun ecuac. (I):

$$L_i = \frac{W_i}{p \times d_i} = \frac{49.300 \text{ lbs}}{1.200 \frac{\text{lbs}}{\text{pul}^2} \times 8,5 \text{ pulg.}} = \underline{6 \text{ pulg.}}$$

Esta sería la long mínima permisible que podría tener el bocín; pero en base a la long aproximada de la sección de apoyo que corresponde a la chumacera tendré que :

$$\frac{L_i}{d_i} = 1,4 \text{ ( para } n < 60 \text{ R.P.M.)}$$

(Ref. Mecanismos Celso Máximo pág 183)

Esta relación entre  $L$  y  $d$  no es arbitraria sino que es un valor promedio que resulta considerando que al aumentar el  $d$  de la zona de apoyo y disminuir  $L$ , la flecha de flexión que se produciría se hace menor pero en cambio aumenta la pérdida por rozamiento, ya que es mayor en igualdad de tiempo el camino recorrido por un punto de su periferia .

En cambio sucede lo contrario al disminuir  $d$  pero, en cambio aquí el aumento de la flecha de flexión tiene consigo el inconveniente de dar lugar un mayor número de oscilaciones por flexión, lo cual lo cual no es conveniente por fatigar el material y perturbar la marcha de los mecanismos .

Luego :  $\frac{L_i}{8,5} = 1,4$  ;  $L_i = 8,5 \text{ " } \times 1,4 = 11,5 \text{ "}$

Por tanto ; long. del bocín de la chumacera izquierda = 11,5"

- chumacera derecha .- (d).-

datos :  $W_d = 103.000$  lbs

$d_d = 7 \text{ "}$

Luego , según ecuación (J):

$$L_d = \frac{W_d}{p \times d_d} = \frac{103.000 \text{ lbs}}{1.200 \frac{\text{lbs}}{\text{pul}^2} \times 7 \text{ "}} = \underline{12 \text{ pulg.}}$$

∴ Lon. mínima del Bocín = 12 pulg

Ahora en base al concepto que:

$$\frac{L_d}{d_d} = 1,4 \text{ ( para } n < 60 \text{ R.P.M.) , tengo :}$$

$$\frac{L_d}{7/16} = 1,4 = 9,8'' \approx 10 \text{ pulg}$$

Por tanto, la longitud del bocín de la chumacera derecha = 12".

---

## 2 ) Cálculo del Diámetro interior del bocín(D).-

El diámetro del bocín depende del tipo de lubricante que se va a usar .

$$D = d \text{ (sección del eje ) } \times 1,0015 \text{ ----- grasa}$$

Ref Proyectos Mecánicos Shigley , - pág 384 y apuntes de Proyectos mecánicos )

Con lo que se consigue el mínimo rozamiento , pues para que el eje quede como flotando en el lubricante para lo cual precisa q. entre aquel y el cojinete exista una holgura de  $0,0015 d$  , si la lubricación es con grasa

- Chumacera izquierda .-  $D_i$

$$D_i = d_i \times 1,0015 = 8,5'' \times 1,0015 = \underline{8,52''}$$

- Chumacera derecha.-  $D_d$

$$D_d = d_d \times 1,0015 = 7'' \times 1,0015 = \underline{7,01''}$$

## 3) Cálculo del espesor del bocín .- ( e )

### 3) Cálculo del espesor del bocín .- ( e )

No hay fórmula indicada que sirva para calcular dicho espesor , pero en cambio lo que se hace es recurrir a tablas que tienen valores de C en función del diámetro del eje , y segun el material a usarse en el bocín y la configuración del mismo .

- Chumacera izquierda .- para  $d_i = 8,5''$  ----->  $e = 5/8''$

( para bocín de bronce sólido )

(Ref.- Manual Konstruieren und Rechnen.- Pág 307.-Tabla Z)

(o' tabla IV-3.- Cap. IX)  
Pero como usaré bronce partido, por facilidad de montaje y desmontaje de las piezas ; luego asumo :  $e_i = 5/8'' + 1/8'' = 6/8'' = \underline{3/4''}$

- Chumacera derecha .- para  $d_d = 7''$  ----->  $e = 1/2''$  ( para bocín de bronce sólido)

(Ref Manual Konstruieren und Rechnen pág 307, Tabla Z)

Pero como usaré bronce partido asumo:  $e_d = 5/8''$  .-

Nota : Diseño de los bocines (ref. dibujo IV-2.- cap.IX )

---

## 4) Cálculo de los pernos de sujeción de la base de las chumaceras.-

Estos pernos sujetantes están sometidos a tensión y esfuerzo de corte : En base a ello y suponiendo que usaré como material : Acero comercial corriente ( acero dulce ) haré los siguientes cálculos .

- Diámetro del perno, sin considerar el filete (dn) .-

a) Asumiendo sólo tensión .

b) Considerando para cada lado de la base de la chumacera y asumiendo como si hubiera sólo un perno grande ideal a cada lado .

$$d_n = 0,5 \sqrt{P/2} \quad (\text{Ref: Celso Máximo formula 10 pág 98})$$

donde :  $d_n = d$  . sin considerar el filete ( en mm )

$P/2 =$  carga sobre el perno a cada lado de la chumacera  
(én Kgs)

- Diámetro del perno, considerando el filete de la rosca ( d )

asumiendo también el esfuerzo de corte debido al apriete del perno , además de la tensión anteriormente considerada .

$$d = 1,156 \times d_n \quad (\text{Ref.- Celso Máximo 10" pág 100})$$

- Chumacera izquierda .- D del perno sin considerar el filete.-( $d_n$ )

$$d_n = 0,5 \sqrt{P/2}$$

donde  $P/2 =$  reacción de la chumacera  
2

$$P/2 = \frac{49.300 \text{ lbs}}{2} = \frac{22.400 \text{ K}}{2} = 11.200 \text{ Kgs}$$

$$\text{Luego : } d_n = 0,5 \sqrt{11.200} = \underline{52,15 \text{ mm}} \quad 2,1 \text{ "}$$

- D del perno considerando el filete de la rosca (d).- Tensión y esfuerzo de corte )

$$d = 1,156 \times d_n = 1,156 \times 2,10 \text{ " } = 2,5 \text{ " } \quad (\text{ para cada lado } )$$

De aquí deduzco que tendré que usar 2 pernos de sujeción de la base , de diámetro:  $1\frac{3}{4}$ " , a cada lado de la chumacera izquierda cuyo material : Acero comercial corriente ( acero dulce ) .

- Cálculo de la cabeza del perno .-

$$D = 2d$$

$$h_o = 0,7d$$

(Ref. Celso Máximo art 125 pág 108 .- Mecanismos )

donde : D = Diám . de la cabeza del perno

$h_o =$  altura de la cabeza del perno

d = d del perno considerado el filete de la rosca

$$D = 2 \times 1\frac{3}{4} \text{ " } = 3\frac{1}{2} \text{ pulg}$$

$$h_o = 0,7 \times 1\frac{3}{4} \text{ pulg } = 1,22 \text{ pul.}$$

- Chumacera derecha .-

$$d_n = 0,5 \sqrt{P/2}$$

donde :  $\frac{P}{2} = \frac{\text{reac de la chumacera}}{2} = \frac{103.296 \text{ lbs}}{2} = \frac{46.000 \text{ kgs}}{2} = 23.450 \text{ kgs.}$

Luego :  $d_n = 0,5 \sqrt{23.450} = 76,5 \text{ mm} \approx 3 \text{ pulg.}$

Por tanto:

$$d = 1,156 \times d_n = 1,156 \times 3 \text{ pulg} = 3,5 \text{ pulg} \quad (\text{ para cada lado }).$$

Conclusión: Usaré dos pernos de sujeción de la base a cada lado de la chumacera , de 2 1/4 " de diámetro .- Material : acero comercial corriente.

- Cálculo de la cabeza del perno .-

$$D = 2d = 2 \times 2\frac{1}{4}" = 4,5 "$$

$$h_o = 0,7 d = 0,7 \times 2\frac{1}{4}" = 1,5"$$

NOTA: Diseño de los pernos, tanto para chumacera izquierda como para la derecha .-(Ref. Dibujo IV - 2 Cap IX )

---

V .- Cálculo y diseño de las chavetas.- que aseguran las ruedas  $B_2$  y  $C_1$ , al eje I de transmisión .-

- Características Preliminares .-

a) Como se sabe las chavetas transfieren convenientemente los momentos del eje a las ruedas.

Como las fuerzas de transmisión son grandes son grandes he decidido usar chavetas o cuñas y no otro tipo de calado entre las ruedas y el eje I .

b) tipo de cuña a usarse .- Usaré chavetas de sección cuadrada , que son las que generalmente se usan en el calado de ruedas dentadas de transmisión sobre árboles . Además con este tipo de chavetas se ahorra material y se obtienen que fallan igualmente a la compresión y al corte; es decir que se las puede diseñar en función de cualquiera de las dos .

Con este tipo de cuña, la mitad de su sección está incrustada en el árbol ( o eje de transmisión ), y la otra mitad está metida en la rueda .

c) Material de dichas chavetas.-

Usaré acero pues es el material que se recalca menos que el hierro y adopta diversas formas y disposiciones, haciendose siempre de caras pulidas. Además tiene una gran resistencia a la compresión y al corte.

Usaré : Acero St70 ( C1045.- AISI ); cuyas propiedades son:

1) Resistencia permisible media a la compresión es :  $\sigma_C = 52 \frac{\text{K}}{\text{mm}^2}$   
= 66.000 lbs/pulg<sup>2</sup>.

(Ref. Manual de materiales Stahls Chlüssel).-

2) Resistencia permisible media al corte =

$$\sigma_S = 0,5 \sigma_C = 0,5 \times 66.000 \frac{\text{lbs}}{\text{pulg}^2} = 33.000 \frac{\text{lbs}}{\text{pulg}^2}$$

d) Cálculo de las dimensiones de la chaveta. En lo referente la sección cuadrada (wxh) consideraré la regla que dice que dichas dimensiones (W=h) no deben ser mayores que  $\frac{\text{diámetro del eje}}{4}$

(Ref Proyectos Mecánicos Shigley .- artículo 7-11 pág 273), q/ es un valor crítico pues en caso contrario dicho eje se debilitaría demasiado .

En lo referente a la longitud de dicha chaveta(L) para su cálculo consideraré el corte y la compresión que soporta la cara lateral de la cuña alo largo de su longitud ; y para ello aplicaré el concepto :  $\sigma = \frac{F}{A}$  .- Pero esta asumpción de la resistencia de una chaveta se hace según la hipótesis de que las fuerzas actuales se distribuyen uniformemente en toda su longitud e idealizando sobre manera el caso .

y por ello que considerarpé un coeficiente de seguridad( $K_t$ ) que constituye un sobre guarda del shock o fatiga que se producen en una chaveta.

Es por ello que asumiré  $K_t = 3$  ; que es el máximo factor de seguridad para el caso de cargas aplicadas repentinamente con shock intenso (Ref. tabla A.- Ing Romo).-

- cálculo y diseño de la chaveta que asegura la rueda B<sub>2</sub> al eje de transmisión I .-

1) Consideraciones del ancho (W) y altura (h) de la sección de la ccha chaveta .

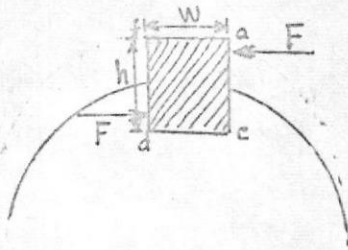
$$W = h = \frac{dB_2}{4} = \frac{8,3''}{4} = 2,09'' = ( : \text{valor máximo} )$$

. . diseñaré la chaveta con : W = h = 2''

2) Cálculo de la long de la chaveta.-

Fuerzas actuantes : Compresión y corte que inciden sobre los lados laterales y superior respectivamente.

Cálculo a la compresión .- Cuando una chaveta es insertada entre un eje y el cubo de una rueda, la fuerza es transmitida por compresión sobre la pieza que se quiere mover.



La compresión (F) se efectúa sobre las caras laterales a - c y d - f.

El valor de F, lo calculo conociendo el Momento torsor transmitido por el eje I.

$$M_t = \frac{63.000 \times \text{HP}}{n} = \frac{63.000 \times 98}{5,2 \text{ R.P.M.}} = 1.170.000 \text{ lbs-pulg.}$$

De aquí, conociendo que el eje de transmisión I en la sección de la rueda B<sub>2</sub>, tiene un d = 8,3 pulg:

$$M_t = F_o \times R \text{ eje I ( B}_2 \text{)}$$

$$\frac{1.170.000 \text{ lbs-pulg}}{4,15 \text{ pulg}} = \frac{280.000}{\text{lbs}}$$

Esta es la fuerza transmitida por compresión sobre las caras laterales .

Con este dato calcularé la longitud necesaria de la chaveta.-  
Idealizando el sistema y con las condiciones anotadas anteriormente tengo que :

$$\sigma_c = \frac{F}{A} ; \text{ donde: } A = \frac{h}{2} \times L$$

Pues siempre la chaveta cuadrada está insertada la mitad en el eje .

$$\text{Luego : } \sigma_c = \frac{F}{\frac{h}{2} \times L} = \frac{2F}{h \times L}$$

$$\text{Luego : } L = \frac{2F}{\sigma_c \times h}$$

Y considerando el factor de seguridad ( K<sub>t</sub> = 3 )

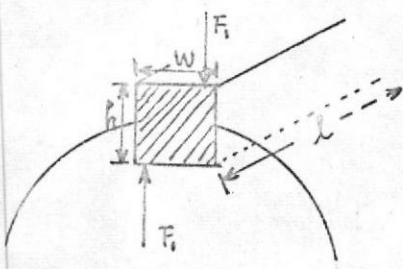
$$L = \frac{2F}{\sigma_c \times h} \times K_t$$

$$\therefore L = \frac{2 \times 280.000 \text{ lbs}}{66.000 \frac{\text{lbs}}{\text{pulg}} \times 2 \times 2 \text{ pulg}} \times 3 = 12,5''$$

$$\therefore \text{ long de la chaveta} = 12,5 \text{ pulg}$$

- cálculo al corte.-

El esfuerzo de corte se efectúa sobre las caras superiores e inferior de la chaveta.



$$\sigma_s = \frac{F_1}{L \times w}$$

$$\therefore L = \frac{F_1}{\sigma_s \times w}$$

Considerando  $K_t$

$$L = \frac{F_1}{\sigma_s \times W} \times K_t$$

Donde :  $\left\{ \begin{array}{l} \text{a) } F_1 = F \text{ anterior} = 280.000 \text{ lbs} \\ \text{b) } W = h = 2'' \end{array} \right.$

Luego:  $L = \frac{280.000 \times 3}{33.000 \times 2} = \underline{12.5''}$

Con lo que he comprobado que una chaveta cuadrada, falla igualmente al corte y a la compresión.-

Resumiendo los cálculos hechos, tendré que las dimensiones de la chaveta en cuestión :

-  $W = 2''$   
-  $h = 2''$  } sección  
-  $L = 12,5''$

- material : acero St70 ( C1045 AISI).- Observaciones : Como la longitud del cubo de la rueda  $B_2$  tiene 14,5 pulg de long, se necesitará usar sólo una chaveta de unión entre la rueda  $B_2$  y el eje de transmisión I .

- Cálculo y diseño de la chaveta que asegura la rueda  $C_1$  al eje I .-

L) Consideración del ancho (W) y altura (H) de la cuña .-

$$W = h = \frac{d_{C1}}{4} = \frac{9''}{4} = 2,25'' = 2\frac{1}{4}''$$

(:valor máximo)

... asumo:  $W=h= 2\frac{1}{8}''$

2) Cálculo de la long de la chaveta - cálculo a la compresión .-

$$M_t = \frac{63.000 \times HP}{n} = \frac{63.000 \times 98}{5,2} = 1.170.000 \text{ lbs-pulg.}$$

Luego:  $M_t = F \times r \text{ eje I ( } C_1 \text{)}$

$$F = \frac{1.170.000 \text{ lbs-pulg}}{4,5 \text{ pulg}} = 260.000 \text{ lbs.}$$

$$\text{Ahora: } \sigma_c = \frac{F}{A} = \frac{F}{\frac{h}{2} \times L} = \frac{2F}{h \times L}$$

$L = \frac{2F}{\sigma_c \times h}$  con el factor  $K_t$ :

$$L = \frac{2F}{\sigma_c \times h} \times K_t = \frac{2 \times 260.000 \text{ lbs}}{66.000 \frac{\text{lbs}}{\text{pul}^2} \times 2\frac{1}{8} \text{ pulg.}} \times 3 = \frac{520.000}{139.900} \times 3 = 11,5 \text{ pulg}$$

... Long de la chaveta = 11,5 pulg

Not. Como la velocidad es superior, la chaveta cuadrada fa-

. . . long. de la chaveta = 11,5 pulg.

Nota: Como lo ví para el caso anterior, la chaveta cuadrada falla igualmente al corte.

Resumiendo, tengo que la chaveta que asegura cada una de las 2 ruedas  $C_1$ , al eje de transmisión I, tendrá las siguientes especificaciones:

$$W = 2\frac{1}{8}''$$

$$h = 2\frac{1}{8}''$$

$$L = 11\frac{1}{2}''$$

material = acero St 70.

Y como el cubo de la rueda  $C_1$  doble, tiene una long total de  $\approx 26''$ ; por tanto la rueda llevará una sola chaveta de unión con el árbol I, de long.  $\approx 13''$ .

Nota: - Diseño del eje de transmisión I (Ref. Dibujo IV - I; cap. IX)  
- Diseño de las chavetas para ruedas  $B_2$  y  $C_1$  (Ref. Dibujo IV-3; cap. IX)

---

## CÁLCULO Y DISEÑO DEL ÁRBOL II.-

### I ).- Consideraciones preliminares.-

a) Datos :  $n = 1,6$  R.P.M.

HP transmitidos = 98

material = Acero St 70 ( C1045 )

asunción = no hay pérdida de capacidad de potencia

b) Con el proyecto general del tema decido usar un eje de transmisión II de igual longitud que el eje III motriz de la mesa alimentadora, el cual se divide en dos ejes largos movidos por igual en sus dos extremos del eje II.

Esta disposición se debe a que las bajas R.P.M. del eje III ocasionará un  $M_t$  muy elevado; así mismo por su gran longitud ( $\approx 15$ mts) si se usara un solo eje, es decir con un solo sistema de transmisión a uno de los dos extremos del eje, esto ocasionaría un ángulo de deformación ( $\phi_t$ ) debido a la torsión muy grande. También se perdería capacidad en la transmisión de potencia.

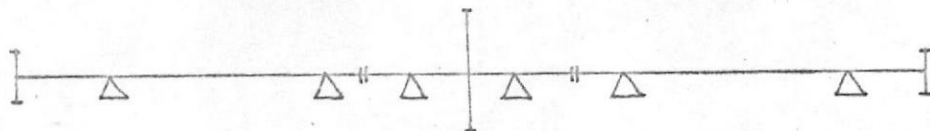
( Ref.- Dibujo I-1 ) ( cap I ) .-

c) El eje II se compondrá en realidad de 3 ejes acoplados entre si siendo el del centro el de menor long.

d) El sistema de apoyo a usarse será como está indicado en el proyecto general, con la rueda  $C_2$  en el centro del eje II y las rue-

das  $D_{1i}$  y  $D_{1d}$  en los extremos en voladizo .

e) Dibujo inicial del eje con sus apoyos:



II.-) Reacciones o fuerzas actuantes de las ruedas sobre el eje de transmisión II.-

Tomando en cuenta las consideraciones hechas para el eje I, decido tomar en cuenta como fuerzas actuantes sólo los esfuerzos tangenciales en las ruedas ( $C_2$  y  $D_{1d}$  ;  $D_{1i}$ ) y debido a la tensión de las cadenas de transmisión ; ya que como se vió para el caso anterior , el peso de las ruedas , pero del eje etc con valores ínfimos comparados con los esfuerzos tangenciales en las ruedas.

Haciendo un esquema de la rueda montada dentro del eje, tengo que :  $P_1 = P_2 = r_t$

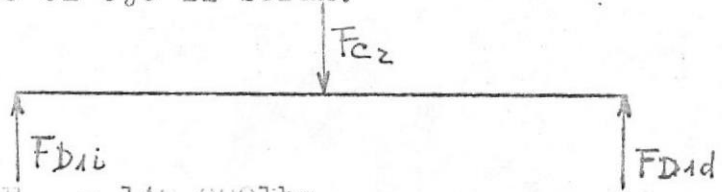
donde : -  $P_1$  y  $P_2$  = reacción de la rueda sobre el eje  
 -  $r_t$  = Esfuerzo tangencial de la rueda.

a) Tanto la segunda (B) como la tercera (D) cadenas de transmisión , tienen una misma dirección

b) La segunda cadena tienen su tensión con sentido hacia abajo, con respecto al eje II.

La tercera cadena tiene su tensión con sentido hacia arriba, con respecto al eje II..

- Tomando en cuenta las anotaciones a) y b), tengo que las fuerzas actuantes sobre el eje II serán:



Sé que:  $F_{C2} = F_{C1} = \underline{140.000 \text{ lbs}}$

En lo referente a  $r_D$  :

$F_{ot} = T \times W = T \times 2 \pi n.$

donde:  $T = P \times R$

Luego:  $F_{ot} = P \times R \times 2 \pi n$

$P = \frac{HP \times 63.000}{R \times n}$

donde :  $P$  = esfuerzo tangencial en la rueda  $D_1$  (en lbs)

$R$  = radio primiti de la rueda  $D_1$

$n$  = R.P.M.

Por tanto :

$$F_{D1} = P_{D1} = \frac{98 \times 63.000}{10,45 \times 1,6} = 370.000 \text{ lbs.}$$

Pero esta  $F_{D1} = P_{D1} = \frac{98 \times 63.000}{10,45 \times 1,6} = 370.000 \text{ lbs}$

Pero esta  $F_{D1}$ , la divido en dos partes, debido a que la transmisión, se bifurca a los extremos del eje II.

Luego:  $F_{D1i} = F_{D1d} = \frac{370.000 \text{ lbs}}{2} = 185.000 \text{ lbs.}$

### III .- Cálculo del árbol II .-

#### A) Asumpsiones de distancias aproximadas.-

a) ancho de las ruedas  $C_2$  y  $D_1$  (: long de los cubos).-

rueda  $C_2$  doble = 32" (= 16" x 2 )

rueda  $D_1$  doble = (a cada extremo del eje) = 32" (=16" x 2 )

b) Longitud aproximada de las secciones de apoyo del eje.-

Para ello, antes calculo un diámetro de eje aproximado ; considerando que uso un acero St50 con un módulo de rigidez:

$$G = 8,1 \times 10^5 \text{ K / cm}^2.$$

2) para tener un ángulo de deformación debido al  $M_t$ , de máximo  $\frac{1}{4} \text{ }^\circ \text{ / mt.}$

3) Eje sumamente largo .

$$d = 120 \frac{H}{n} \quad (\text{Ref Hütte.-Teil A.-pág95}).$$

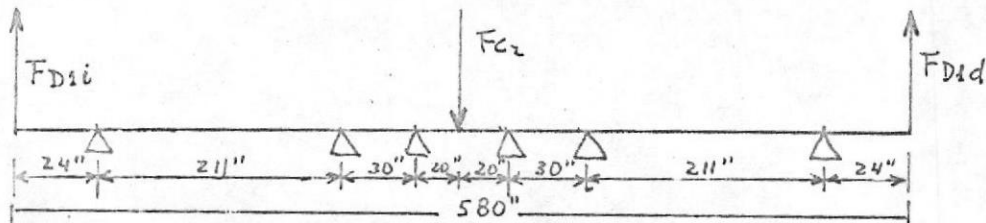
$$H = \frac{98}{2} \text{ HP} = 49 \text{ HP} ; \text{ pues la transmisión se bifurca desde la mitad del eje II, a sus dos extremos.}$$

$$\text{Luego: } d = 120 \sqrt[4]{\frac{49}{1,6}} = 120 \sqrt[4]{30,6} = 285 \text{ mm } (= 11,3")$$

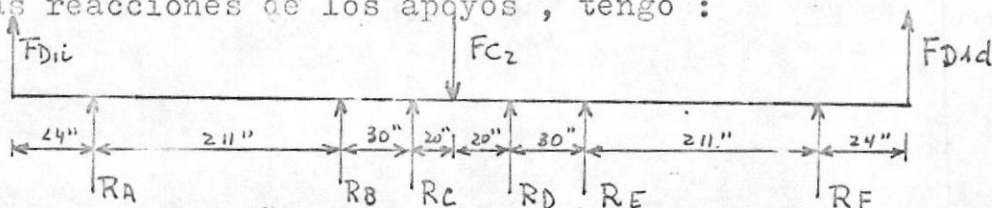
Según este dato, y conociendo que  $\frac{L}{d} = 1,4$  ( para  $n < 60 \text{ R.P.M.}$ ):

$$\frac{L}{11,3"} = 1,4 \quad L = 11,3" \times 1,4 \approx 15"$$

Basándome en estos datos , tengo el siguiente esquema aproximado



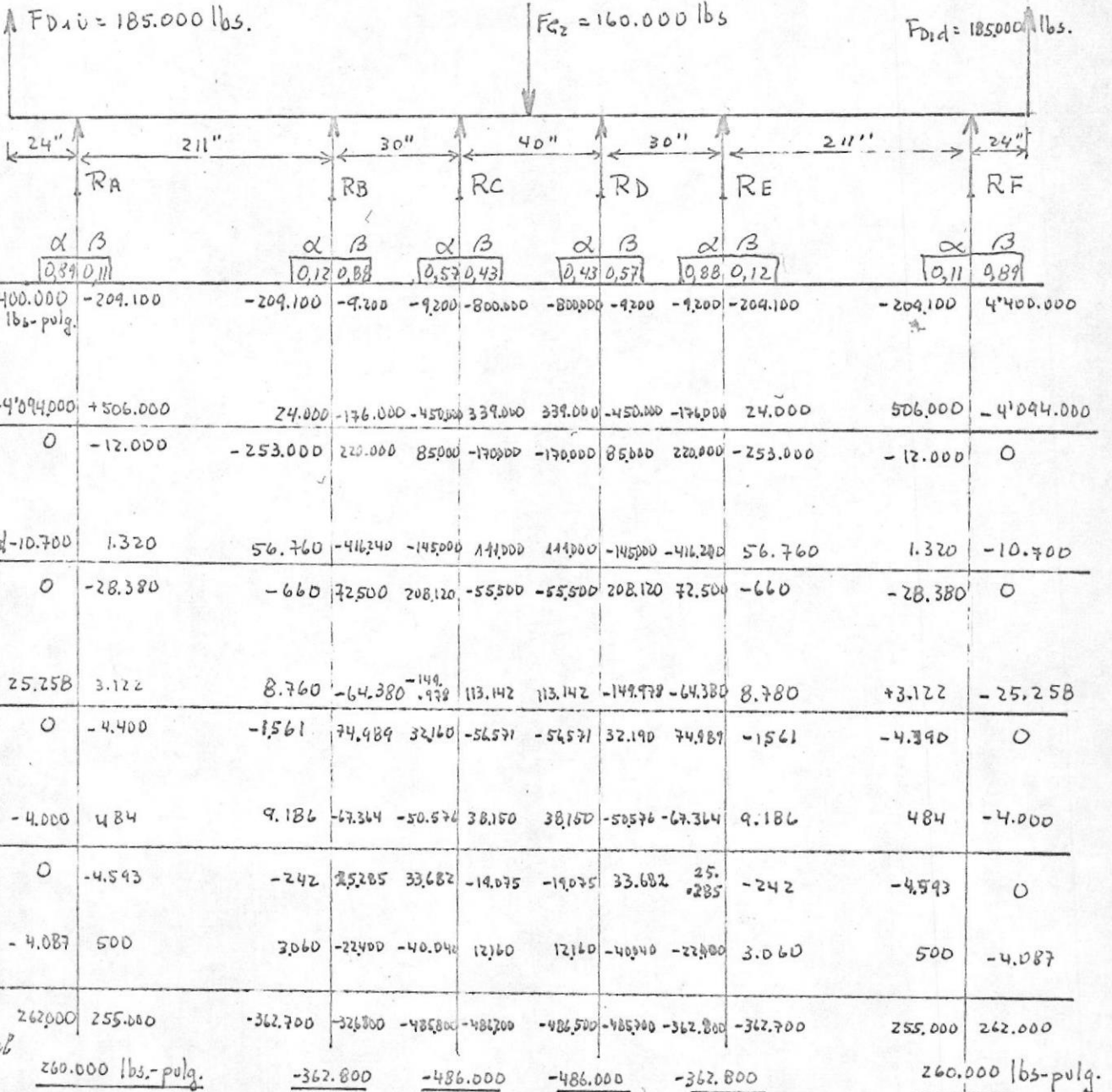
Haciendo un gráfico aproximado con las fuerzas actuantes sobre el eje y las reacciones de los apoyos , tengo :



Donde :

- $F_{D1i} = 185.000 \text{ lbs}$
- $F_{D1d} = 185.000 \text{ lbs}$
- $F_{C2} = 140.000 \text{ lbs}$
- $R_A =$  reacción del apoyo A
- $R_B =$  " " " B
- $R_C =$  " " " C
- $R_D =$  " " " D
- $R_E =$  " " " E
- $R_F =$  " " " F

B) Para el cálculo del eje II, aplico el metodo de Cross - Morgan o de " aproximaciones sucesivas " que sirve para el cálculo de ejes o vigas ( continuas ) soportadas por varias apoyos ; es decir sistemas estáticamente indeterminados . ( Ref Essentials of Structural Design.- Hoadley.- cap I ; art I -14 . o Apuntes de estructuras del Ing Aguirre.



Nota) Se ha hecho 5 aproximaciones sucesivas .-

b) Asumo 20.000 lbs en  $F_{G2}$  para compensar no haber tomado en cuenta el peso total del eje y el peso de la rueda, etc

a ) .- Cálculo de los valores  $\alpha$  y  $\beta$ .-

$$\text{Sé que : } \alpha = \frac{K_i}{K_i + K_d} \qquad \beta = 1 - \alpha$$

donde  $K_i$  = rigidéz a la flexión de la izquierda de un apoyo , del apoyo , del eje.

$K_d$  = rigidéz a la flexión de la sección a la derecha de un apoyo, del eje .

$$\text{Luego : } K = \frac{4EI}{L}$$

donde: E = módulo elasticidad del acero (: material del eje ) =  $(30 \times 10^6 \text{ Lbs/pulg}^2)$

I = mom de inercia de la sección del eje en cuestión  $(= \frac{\pi D^4}{64})$

L = long de la sección del eje en cuestión .

Pero considerando que el eje es de igual diámetro en toda su longitud, y que el material es el mismo en todas sus secciones , tengo que E e I son iguales para todas las secciones ; por tanto :

$$\alpha = \frac{K_i}{K_i + K_d} = \frac{\frac{4EI}{L_i}}{\frac{4EI}{L_i} + \frac{4EI}{L_d}} = \frac{1/L_i}{1/L_i + 1/L_d} = \frac{L_d}{L_d + L_i}$$

- Para nudo A .- Apoyo A) .-

$$\alpha = \frac{L_d}{L_d + L_i} = \frac{211''}{211'' + 24''} = \underline{0,89}$$

$$\therefore \beta = 1 - 0,89 = 0,11$$

- Para nudo B .-

$$\alpha = \frac{30''}{30'' + 211''} = \frac{30''}{241''} = \underline{0,12}$$

$$\beta = 1 - 0,12 = \underline{0,88}$$

- Para nudo C .-

$$\alpha = \frac{40''}{40'' + 30''} = \frac{40}{70} = \underline{0,57}$$

$$= 1 - 0,57 = 0,43$$

- Para Nudo D .-

$$\alpha = \frac{30}{30 + 40} = 0,43$$

$$\beta = 1 - 0,43 = 0,57$$

- Para nudo E .-

$$\alpha = \frac{211}{211 + 30} = 0,88$$

$$\beta = 1 - 0,88 = 0,12$$

- Para Nudo F .-

$$\alpha = \frac{24}{24 + 211} = 0,11$$

$$\beta = 1 - 0,1 = 0,89$$

b) Cálculo de los  $M_i$  y  $M_d$  .- que son los "momentos resultantes en los apoyos", necesarios para poder aplicar el mét de Cross.

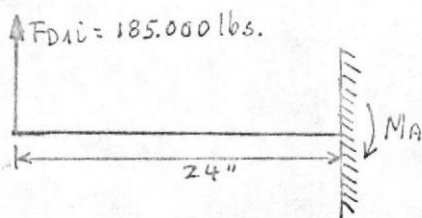
$$\begin{aligned} \text{Sé que : } M_i &= - (M_I - M_D) \alpha \\ M_d &= + (M_I - M_D) \beta \end{aligned}$$

donde  $M_I$  y  $M_D$  son los momentos que se producen en los asumi-  
dos extremos empotrados de cada sección ( izquierda o derecha d  
de cada nudo ), debidos a las fuerzas actuantes.

b' ) Cálculo de los  $M_I$  y  $M_D$  .-

Considero cada sección del eje como un eje aparte , considerando que dicho eje está empotrado en sus extremos.

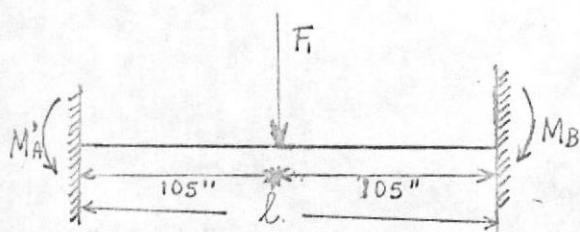
Sección 0 - A .-



(Ref. Fórmula de la tabla A-2.-  
pág 627 .-Shigley ) .-

$$\begin{aligned} M_A &= F_{DA} l \\ &= 185.000 \text{ lbs} \times 24 \text{ pulg} = \\ &= 4.440.000 \text{ lbs-pulg.} \end{aligned}$$

Sección A - B .-



( Ref.Shigley .- Tabla A - 2 .-pág  
622)

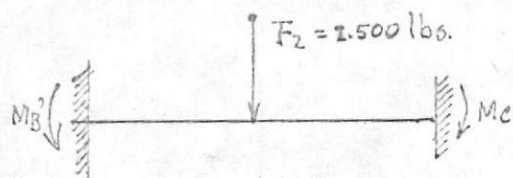
$$M_A = M_B = - \frac{1}{8} \times F_I \times L$$

Donde  $F_I$  = peso del eje en esa  
sección del mismo =

$$= \gamma_{\text{acero}} \times \text{Volumen} = \gamma_{\text{ac.}} \times \pi r^2 \times 211'' = 0,3 \frac{\text{lbs.}}{\text{pulg}^2} \times 3,14 \times 32 \text{ pulg}^2 \times 211 \text{ pulg} = 7.600 \text{ lbs.}$$

$$\text{Luego: } M_A = M_B = -\frac{1}{8} \times 7.600 \text{ lbs} \times 211 \text{ pulg} = -209.100 \text{ lbs-pulg}$$

Sección B - C .-

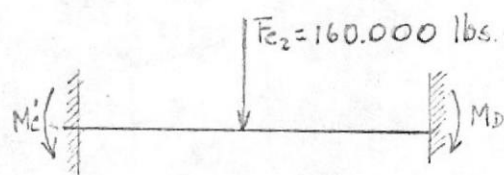


$$M_B = M_C = -\frac{1}{8} F_2 \times L$$

Donde:  $F_2$  = peso del eje en esa sección  
+ peso del acople  $\approx 2.500 \text{ lbs.}$

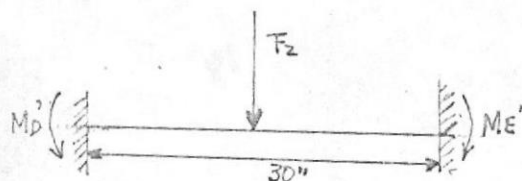
$$M_B = M_C = -\frac{1}{8} \times 2.500 \text{ lbs} \times 30 \text{ plg} = -9.200 \text{ lbs-pulg}$$

Sección C - D .-



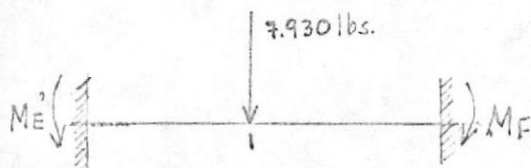
$$M_C = M_D = -\left(\frac{1}{8} \times 160.000 \text{ lbs} \times 40 \text{ plg}\right) = -800.000 \text{ lbs-plg}$$

Sección D - E .-



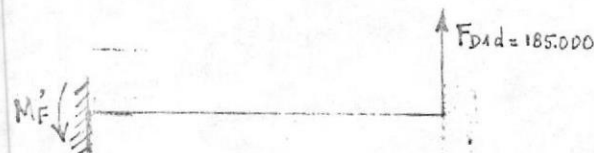
$$M_C = M_D = -\left(\frac{1}{8} \times 2.500 \times 30\right) = -9.200 \text{ lbs-pulg}$$

Sección E - F .-



$$M_E = M_F = -\left(\frac{1}{8} \times 7.930 \times 211\right) = -209.100 \text{ lbs-pulg}$$

Sección F - O' .-



$$M_F = 185.000 \times 24 = 4.440.000 \text{ lbs-pulg}$$

b") Cálculo de los  $M_i$  y  $M_d$  .-

Primera aproximación .-

Para nudo A .-

$$M_i = -\left(M_I - M_D\right) \times \alpha = -\left[4.440.000 - (-209.100)\right] \times 0,89 = -4.600.000 \times 0,89 = -4.094.000 \text{ lbs-pulg}$$

$$M_d = \left(M_I - M_D\right) \times \beta = 4.600.000 \times 0,11 = 506.000 \text{ lbs-pulg}$$

-Para Nudo B.-

$$M_i = - ( M_I - M_D ) \times \alpha = - [ - 209.000 - (-9.200) ] \times 0,12 \\ = 200.000 \times 0,12 = 24.000 \text{ lbs-pulg}$$

$$M_d = - 200.000 \times 0,88 = - 176.000 \text{ lbs-pulg}$$

-Para Nudo C.-

-Para Nudo C.-

$$M_i = - [ - 9.200 - (800.000) ] \times 0,57 = (-790.000) \times 0,57 = \\ = - 450.000 \text{ lbs-pulg}$$

$$M_d = 790.000 \times 0,43 = 339.000 \text{ lbs-pulg}$$

-Para Nudo D.-

$$M_i = - [ - 800.000 - (-9.000) ] \times 0,43 = 790.000 \times 0,43 = \\ = 339.000 \text{ lbs-pulg}$$

$$M_d = - 790.000 \times 0,57 = - 450.000 \text{ lbs-pulg}$$

-Para Nudo E.-

$$M_i = - (-9.200 + 209.000) \times 0,88 = - 176.000 \text{ lbs-pulg}$$

$$M_d = 200.000 \times 0,12 = 24.000 \text{ lbs-pulg}$$

-Para Nudo F.-

$$M_i = - (-210.000 - 4'400.000) \times 0,11 = 4'600.000 \times 0,11 = \\ = 506.000 \text{ lbs-pulg}$$

$$M_d = -4'600.000 \times 0,89 = - 4'094.000 \text{ lbs-pulg.}$$

Segunda aproximación .-

Nudo A.-

$$M_i = - ( M_I - M_D ) \times \alpha = - ( 0 + 12.000 ) \times 0,89 = -10.700 \text{ lbs-pulg}$$

$$M_d = ( M_I - M_D ) \times \beta = 12.000 \times 0,11 = 1.320 \text{ lbs-pulg}$$

Nudo B.-

$$M_i = - ( - 253.000 - 220.000 ) \times 0,12 = 473.000 \times 0,12 = 56.760 \text{ lbs-pulg}$$

$$M_d = - 473.000 \times 0,88 = - 416.240 \text{ lbs-pulg}$$

Nudo C.-

$$M_i = - ( 85.000 + 170.000 ) \times 0,57 = - 145.000$$

$$M_d = 255.000 \times 0,43 = 111.000$$

Nudo D.-

$$M_i = - ( -170.000 - 85.000 ) \times 0,43 = 111.000$$

$$M_d = - 255.000 \times 0,57 = - 145.000$$

Nudo E.-

Nudo E .-

$$M_i = - ( 220.000 + 253.000 ) \times 0,88 = - 416.240$$

$$M_d = 473.000 \times 0,12 = 56.760$$

Nudo F .-

$$M_i = - ( -12.000 - 0 ) \times 0,11 = 1.320$$

$$M_d = - 12.000 \times 0,89 = - 10.700$$

Tercera Aproximación.-

Nudo A.-

$$M_i = - ( 0 + 28.380 ) \times 0,89 = - 25.258$$

$$M_d = 28.380 \times 0,11 = 3.122$$

nudo B.-

$$M_i = - ( -660 - 72.500 ) \times 0,12 = 8.780$$

$$M_d = - 73.160 \times 0,88 = - 64.380$$

Nudo C .-

$$M_i = - ( 208.120 + 55.500 ) \times 0,57 = -263.600 \times 0,57 = -149.970$$

$$M_d = 263.600 \times 0,43 = 113.140$$

Nudo D.-

$$M_i = - ( -55.500 - 208.120 ) \times 0,43 = 113.140$$

$$M_d = - 263.600 \times 0,57 = - 149.970$$

Nudo E.-

$$M_i = - ( 72.500 + 660 ) \times 0,88 = - 64.380$$

$$M_d = 71.940 \times 0,12 = 8.780$$

Nudo F .-

$$M_i = - ( - 28.380 - 0 ) \times 0,11 = 3.122$$

$$M_d = - 28.380 \times 0,89 = - 25.258$$

Cuarta Aproximación .-

Nudo A.-

$$M_i = - ( 0 + 4.400 ) \times 0,89 = - 4.000$$

$$M_d = 4.400 \times 0,11 = 484$$

Nudo B .-

$$M_i = - ( - 1561 - 74.989 ) \times 0,12 = 9.186$$

$$M_d = - 76.500 \times 0,88 = -67.364$$

Nudo C .-

$$M_i = -(32.160 + 56.570) \times 0,57 = - 50.570$$

$$M_d = 88.730 \times 0,43 = 38.150$$

Nota: Y así sucesivamente para los nudos D,E,F.

Se sigue el mismo método para una quinta aproximación, la cual está también indicada en la tabla inicial anterior

c ) .- Cálculo de los momentos flectores totales , que se producen en cada apoyo.-

Apoyo A .-

$$\begin{aligned} \text{Lado izquierdo : } M_{ftotal} &= 4'400.000 \text{ Lbs - pulg.} - 4'090.000 - 1 \\ &\quad -10.700 - 25.258 - 4.000 - 4.087 = \\ &= 262.000 \text{ lbs-pulg.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Lado derecho: } M_{ftotal} &= -209.100 + 506.000 - 12.000 + 1.320 - 28.380 \\ &\quad 3122 - 4400 + 484 - 4593 + 500 = 255.000 \text{ lb-p} \end{aligned}$$

Apoyo B .-

$$\begin{aligned} \text{Lado izquierdo: } M_{f.t.} &= -209.100 + 24.000 - 253.000 + 56.760 - 660 + 8780 \\ &\quad -1561 + 9186 - 242 + 3.060 = - 362.000 \text{ lbs-pulg.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Lado derecho: } M_{f.t.} &= 9.200 - 176.000 + 220.000 - 416.240 + 72.500 - \\ &\quad 64.380 + 74.989 - 67.364 + 25.285 - 224.000 = - \\ &= - 362.800 \text{ lbs - pulg} \end{aligned}$$

Apoyo C .-

$$\begin{aligned} \text{Lado izquierdo: } M_{f.t.} &= -9.200 - 450.000 + 85.000 - 145.000 + 208.120 \\ &\quad -149.978 + 32.160 - 50576 + 33.682 - 40.040 = \\ &= - 486.800 \text{ lbs - pulg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Lado derecho : } M_{f.t.} &= -800'000 + 339.000 - 170.000 + 111.000 - 55.500 \\ &\quad + 113.142 - 56.571 + 38.150 - 19.075 + 12.660 = \\ &= 2486.200 \end{aligned}$$

Nota.- Resumiendo lo anteriormente calculado tengo que para cada apoyo :

Apoyo A.- 260.000 lbs-pulg

Apoyo B .- - 362.800 lbs - pulg

Apoyo C .- - 486.000 lbs - pulg

Por tanto, por ser el sistema simétrico a ambos lados , tendré:

Apoyo D.- 486.000 lbs - pulg

Apoyo E .- - 362.800 lbs- pulg

Apoyo F .- 260.000 lbs - pulg

d) .- Cálculo de las reacciones ( $R_t$ ) en cada apoyo .-

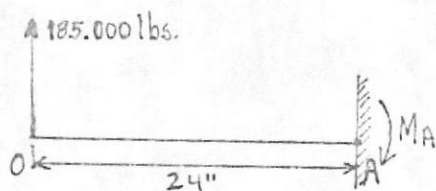
Sé que  $R_t = R_h + R_i$

Donde :  $R_h$  = Suma de las reacciones en función de los momentos totales que se producen en los apoyos; en función del diagrama del momento.

$R_i$  = Reacciones en función de las fuerzas actuantes en el eje.

- Cálculo de las  $R_i$  y  $R_h$  .-

Sección 0 - A (I) .-



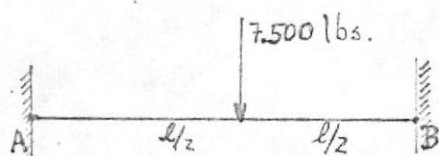
datos:  $M_0 = 0$

$M_A = 260.000$  lbs - Pulg

$R_{iI}$  der. = - 185.000 lbs

$$R_{hI}$$
 der. =  $\frac{(M_0 - M_A)}{L} = \frac{-260.000 - 0}{24} = -10.910$  lbs.

Sección A - B (II) .-



datos:  $M_A = 260.000$  lbs-pulg

$M_B = -362.800$  lbs - pulg

$R_{iII}$  izq =  $\frac{1}{2} \times 7.600 = 3.800$  lbs

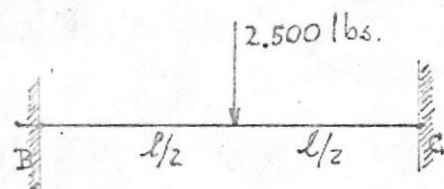
$R_{iII}$  der =  $\frac{1}{2} \times 7.600 = 3.800$  lbs

$$R_{hII}$$
 izq =  $-\frac{(M_A - M_B)}{L} = -\frac{260.000 - (-362.800)}{24} = -\frac{622.800}{24} = -2.900$  lbs

$$R_h$$
 II der =  $\frac{M_A - M_B}{L} = \frac{260.000 - (-362.800)}{24} = 2.900$  lbs

Sección B - C .-

Sección B - C .- ( III )



datos:  $M_B = -362.800$  lbs-pulg

$M_C = -486.000$  lbs - pul

$R_{iIII}$  izq =  $\frac{2.500}{2} = 1.250$  lbs

$R_{iIII}$  der =  $\frac{2.500}{2} = 1.250$  lbs

$$R_h$$
 III izq =  $-\frac{(M_B - M_C)}{L} = -\frac{362.800 - 486.000}{30} = -4.170$  lbs

$$R_h$$
 III der =  $\frac{M_B - M_C}{L} = \frac{-362.800 - 486.000}{30} = 4.170$  lbs

Sección C - D .- (IV)

$R_{iIV}$  izq =  $\frac{160.000}{2} = 80.000$  lbs

$R_{iIV}$  der =  $\frac{160.000}{2} = 80.000$  lbs

si :  $M_C = - 486.000 \text{ lbs/- pulg}$

$M_D = - 486.000 \text{ lbs - pulg}$

$$R_{hIV} \text{ izq} = \frac{(M_C - M_D)}{L} = \frac{486.000 - 486.000}{40''} = 0$$

$$R_{hIV} \text{ der} = \frac{M_C - M_D}{L} = 0$$

Sección D - E ( V ).-

$$R_i \text{ V izq} = \frac{2.500}{2} = 1.250 \text{ lbs} = R_i \text{ iV der}$$

$$R_h \text{ V izq} = \frac{486.000 - 362.800}{30} = 4.170 \text{ lbs}$$

$$R_h \text{ V der} = - \frac{486.000 + 362.000}{30} = - 4.170 \text{ lbs}$$

siguiendo el mismo procedimiento anterior:

Sección E - F (VI).-

$$R_i \text{ VI izq} = 3.800 \text{ lbs}$$

$$R_i \text{ VI der} = 3.800 \text{ lbs}$$

$$R_h \text{ VI izq} = 2.900 \text{ lbs}$$

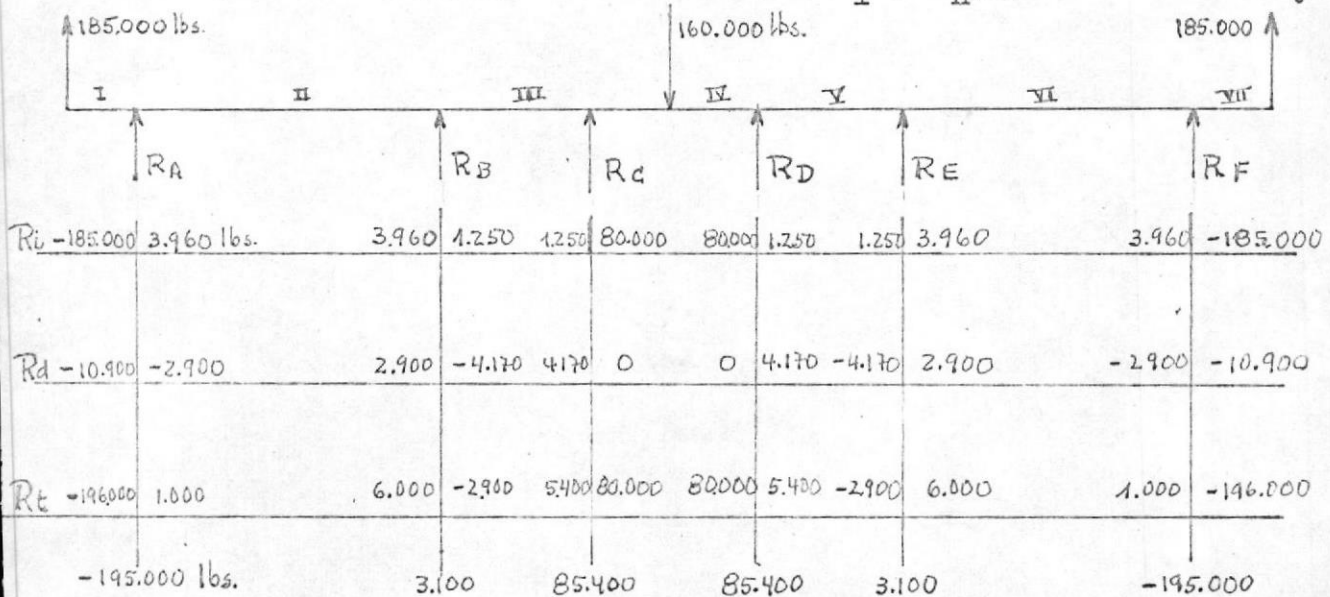
$$R_h \text{ VI der} = - 2.900 \text{ lbs}$$

Sección F - O' ( VII ).-

$$R_i \text{ VII izq} = - 185.00 \text{ lbs}$$

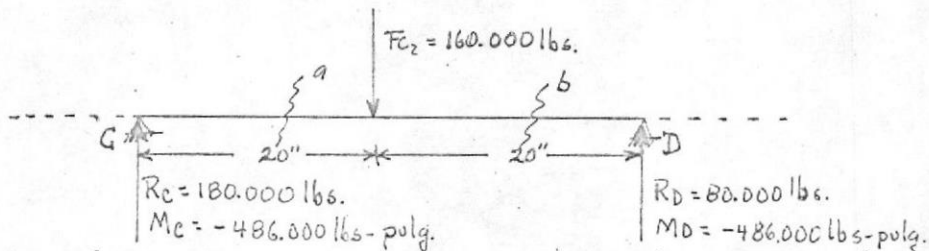
$$R_h \text{ VII der} = - 10.916 \text{ lbs}$$

Haciendo una tabla con estos valores de  $R_i$  y  $R_h$ , y obteniendo  $R_t$ :



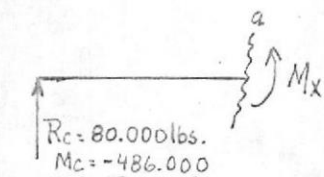
Nota: Al ver los signos de las  $R_t$  me doy cuenta que el sentido de las reacciones en A y F, será en sentido contrario al que inicialmente consideré.

e).- Cálculo del momento flector máximo, que se produce en este eje.- Analizando el sistema del eje II con sus fuerzas actuantes veo que el máximo momento flector se producirá en el punto en el cual actúa la fuerza  $F_{C2}$  que es la sección del eje comprendida entre los apoyos C y D; considerando además del sentido y posición de la fuerza, el hecho de que en sus extremos (apoyos) se producen los máximos momentos que en los demás apoyos. Por tanto, analizando esa sección considerando los momentos flectores que se producen en los apoyos, debido a las demás fuerzas actuantes sobre todo el eje, en las otras secciones; tengo que:



Aplicando el método de cortes, para calcular el  $M_F$  máximo:

Corte a.-



$$\sum M = 0$$

$$-M_X + 80.000X - 486.000 = 0$$

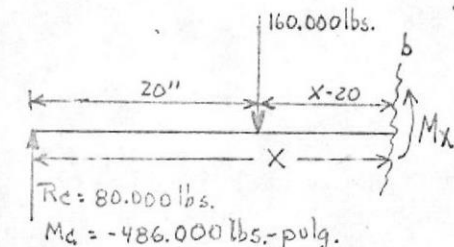
$$M_X = 80.000 X - 486.000$$

$$( \text{ para } 0'' < x < 20'' )$$

para  $X = 0$  ---  $M_F = -486.000$  lbs-pulg

para  $x = 20''$  ---  $M_F = 80.000 \times 20 - 486.000 = 1.100.000$  lbs -pulg

Corte b.-



$$\sum M = 0$$

$$-M_X = 80.000X - 160.000(X-20) - 486.000 = 0$$

$$M_X = 80.000x - 160.000x + 3.200.000 =$$

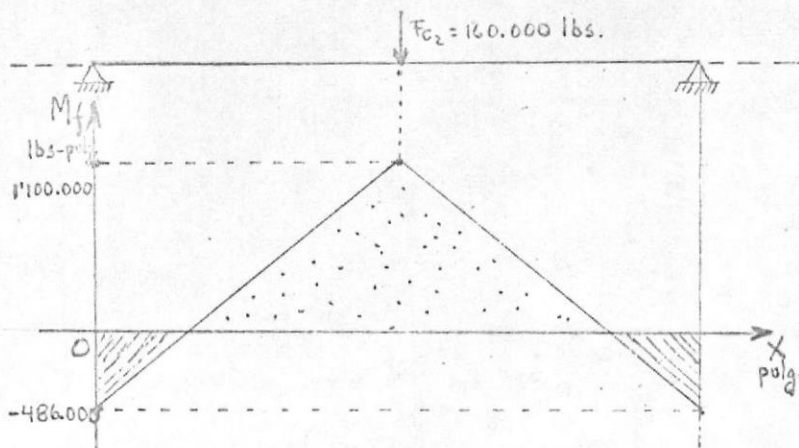
$$-486.000 = 0$$

$$( \text{ para } 20'' < X < 40'' )$$

para  $X = 20''$  ----  $M_F = 1.600.000 - 3.200.000 + 3.200.000 - 486.000 =$   
 $= 1.100.000$  lbs-pulg

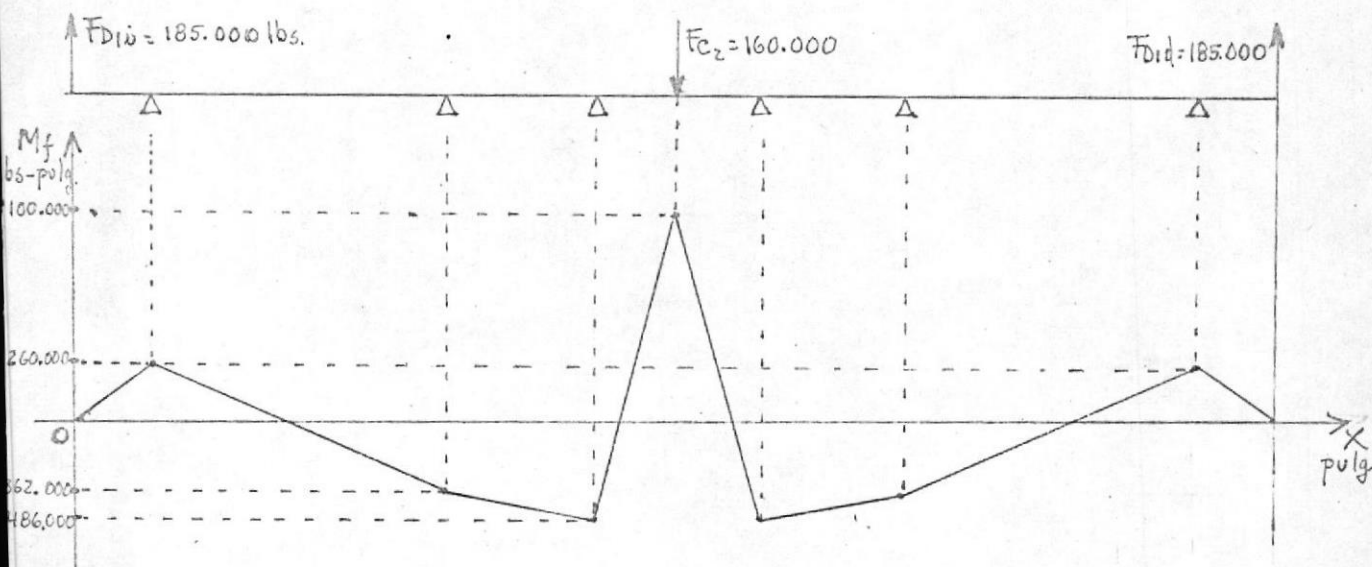
para  $x = 40''$  ----  $M_F = 3.200.000 - 6.400.000 + 3.200.000 - 486.000 =$   
 $-486.000$  lbs-pulg.

Luego, haciendo el diagrama de los momentos flectores para esta sección tendré:



Ahora, realizando un diagrama muy aproximado total del momento flector en el eje II, pero con la asunción:

No tomaré en cuenta los pesos o fuerzas entre los apoyos A y B; B y C; D y E; E y C; por ser insignificante en comparación con las  $F_{C2}$  y  $F_{D1}$ . Además que si los tomé en cuenta para el cálculo de los momentos en los apoyos y de las reacciones en ellos.



Aquí me doy cuenta que el M<sub>f</sub> máximo que se produce en el eje II es  $\approx$  1.100.000 lbs-pulg.

f).- Cálculo del diámetro del eje de transmisión II .-

Considerando que sobre dicho eje actúan 2 esfuerzos : Torsión y flexión .

$$M_t = \frac{HP \times 63.000}{n}$$

Pero considerando que la potencia transmitida por el eje II, desde su centro a cada extremo del mismo, sería idealmente :

$$\frac{98 \text{ HP}}{2} = 49 \text{ HP}$$

Sin embargo puedo ocurrir muchas veces que un lado de la mesa alimentadora esté más cargado que el otro lado ; o que por cualquier motivo un lado tenga que desarrollar más potencia que el otro .-

Por todo ello asumo :  $HP = 60$

Luego :  $M_t = \frac{60 \times 63/000}{1,6} = 2'360.000 \text{ lbs-pulg}$

Con esto, tengo como datos:

$M_f \text{ máximo} \text{ --} = 1'100.000 \text{ lbs - pulg}$

$M_t \text{ máximo} \text{ --} = 2'360.000 \text{ lbs- pulg}$

Sé que :

$d = \frac{M_i}{0,1 f}$

Donde :

$M_i = 0,35M_f + 0,65 \sqrt{M_f^2 + (\alpha_o M_t)^2}$

$M_i = 0,35 \times 1'100.000 + 0,65 \sqrt{(1'100.000)^2 + (\alpha_o \times 2'360.000)^2}$

$\alpha_o = \frac{\alpha_f}{1,3 \alpha_t} = \frac{22.000 \text{ lbs/pulg}^2}{1,3 \times 11.000 \text{ lbs/pul}^2} = 1,55$

Luego:

$M_i = 385.000 + 0,65 \sqrt{(1'100.000)^2 + (1,5 \times 2'360.000)^2}$

$M_i = 385.000 + 0,65 \times 3'700.000 = 385.000 + 2'400.000$

$M_i = 2'790.000 \text{ lbs - pulg.}$

por lo tanto:

$d = \sqrt[3]{\frac{2'790.000 \text{ lbs - pulg}}{0,1 \times 22.000 \text{ lbs/pulg}^2}} = \sqrt[3]{1.278} = 10,7'' (\approx 11'')$

También es necesario por tratarse de un eje sumamente largo , calcular el ángulo de deformación debido a la torsión ( $\phi_t$ ), que se produciría en el eje o con las características de diámetro y longitud .

$\phi_t = \frac{TL}{JG}$  ( Ref Advanced Strenght of materials.-Den Hartog .-Capítulo I .- Ec 16)

donde :

$T = 2'360.000 \text{ lbs-pulg}$

$L = 285 \text{ pulg } (\approx 7,3 \text{ mts})$

$J = \frac{d^4}{32} = \frac{3,14 \times (11)^4}{32} = 1.400 \text{ pulg}^4$

$G_{\text{aceros } t70} = 8,2 \times 10^5 \text{ K/cm}^2 = 119 \times 10^5 \frac{\text{lbs}}{\text{pulg}^2}$

( Ref.- Manual para Ingenieros Mecánicos .-(Baumesteir, pág 428)

$\phi_t = \text{ángulo en radianes}$

$\phi_t = \frac{2'360.000 \times 285}{1.440 \times 119 \times 10^5} = 0,039 \text{ radianes } (\approx 2,2^\circ)$

Ahora , el  $\phi_t / \text{mt} = \frac{2,2^\circ}{7,3 \text{ mts}} = 0,29^\circ / \text{mt.}$

que es aproximadamente  $0,25^{\circ}/\text{mt}$  ( valor aconsejado en estos casos de ejes largos .- Ref.- Hutte , pág 96 )

Conclusión .- El eje II de transmisión , tendrá un diámetro de 1 1/2 pulgadas .-

g ) .- Cálculo del diámetro del eje en las secciones de los apoyos .-

Decido que las dos secciones del eje extremas, acopladas a la d del centro que son las más largas ( $\approx 250$  ") y como es poco es poco factible que se pueda tornearse un eje tan largo con diferentes medidas en cada sección ; o así mismo lo que se ahorraría en material de eje y chumacera, se volvería a perder al tener que pagar un eje más trabajado , con diferentes secciones .

Por ello decido usar un eje , de igual diámetro al calculado para el  $M_f$  máximo , para las dos secciones extremas apoyadas en A,B,E, y F y acopladas al eje central , apoyado en C y D.

En cambio el eje Central ( $\approx 80$ " ) por ser de mediana longitud ; lo usaré con diferente diámetro en las secciones de apoyo , para economizar en chumaceras y material del eje .- Este eje si es factible obtenerlo en el mercado .

- Cálculo del diámetro del eje II, en las secciones de apoyo C y D.-

Sé que :  $M_{fC} = - 486.000 \text{ lbs - pulg}$

$M_{fD} = - 486.000 \text{ lbs - pulg}$

$M_t = 2'360.000 \text{ lbs - pulg}$

Luego, como los movimientos flectores son iguales , y el  $M_t$  también ; por tanto el diámetro para C y D, serán iguales.

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_i}{0,1\sigma_f}}$$

El valor de  $M_i$  lo calculo basándome en la fórmula de Releux, para agilizar el cálculo ( Ref .- Mecanismos .- Celso Máximo , - Ecu 24 pág 175 )

$$M_i = 0,625 M_f + 0,60 M_t$$

Cuya condición para poder aplicarla es :  $M_f < M_t$

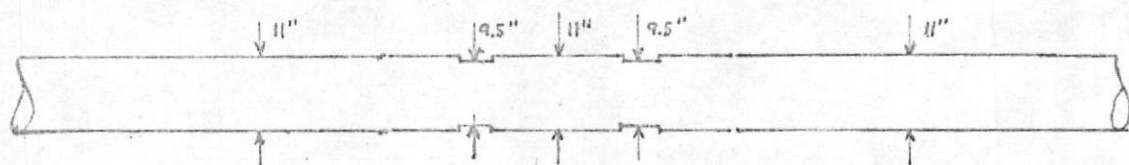
Lo cual se cumple :  $486.000 \text{ lbs - pulg} < 2'360.000 \text{ lbs-pulg}$

$$\begin{aligned} \cdot \cdot M_i &= 0,625 \times 486.000 + 0,6 \times 2'360.000 = 300.000 + 1'410.000 = \\ &= 1'710.000. \end{aligned}$$

Por tante:

$$d = \sqrt[3]{\frac{1'710.000 \text{ lbs-pulg}}{0,1 \times 22.000 \text{ lbs/pulg}}} = 9,2 \text{ pulg } (\approx 9,5 \text{ pulg})$$

Según los datos obtenidos. mediante cálculos y consideraciones hechos tengo que un diseño del eje II, en primera instancia, sería:



h) .- Cálculo de los ajustes .-

( Ref.- Conceptos y asunciones hechas para el caso del eje I )

1) Cálculo del ajuste permisible entre el eje II y la rueda C<sub>2</sub> (doble)

$$\Delta u = u_{\text{rueda}} - u_{\text{eje}}$$

- Cálculo del desplazamiento radial de la rueda ( u<sub>02</sub> ) .-

$$u = u(W) + u(p)$$

donde  $u(u) \approx 0$

Luego:

$$u_{C_2}(p_i) = p_i \frac{r_i}{E} \times \frac{r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \left[ 0,7 + 1,3 \left( \frac{r_o^2}{r_i^2} \right) \right]$$

Datos:

$$r_i = 5,5''$$

$$r_o = 26,5''$$

$$P_i = F_{C_2/2} = \frac{140.000}{2} = 70.000 \text{ lbs}$$

$$P_o = \frac{P}{l \times d} \quad (\text{Ref.- Mechanick Aufgaben pág177 .- Ec # 142})$$

$$p_i = \frac{P_i}{l \times d} = \frac{75.000 \text{ lbs}}{1'' \times 11''} = 6.820 \frac{\text{lbs}}{\text{pulg}}$$

Luego:

$$u_{C_2}(p_i) = 6.820 \times \frac{5,5}{30 \times 10^6} \times \frac{30}{700 - 30} \left( 0,7 + 1,3 \times \frac{700}{30} \right) =$$

$$= \frac{37.500}{670 \times 10^6} \times 31 = 0,0016''$$

∴ u rueda C<sub>2</sub> = 0,0016''

- Cálculo del desplazamiento radial del eje II, en contacto directo con la rueda C<sub>2</sub> .-

$$u_{\text{eje II}} = u(p_o)$$

$$u(p_o) = - p_o r_o \frac{1 - \nu}{E}$$

Ahora, considerando valores absolutos, tengo que, por concepto:

$$p_o = p_i$$

$$\therefore p_o = 6.820 \frac{\text{lbs}}{\text{pulg}^2}$$

Además sé que :  $r_o = r_{\text{eje}} = 5,5 \text{ pulg}$

Por tanto :

$$u_{\text{eje II}} = u(p_o) = - 6.820 \frac{\text{lbs}}{\text{pulg}^2} \times 5,5 \text{ pulg} \times \frac{0,7}{30 \times 10^6} \frac{\text{lbs}}{\text{pulg}^2}$$

$$= - 855 \times 10^{-6} \text{ pulg} = - 0,00085 \text{ pulg}$$

Luego: el ajuste permisible entre el eje II y la rueda  $C_2$ , será:

$$u = u_{\text{rueda } C_2} - u_{\text{eje II}} = 0,0026'' - (- 0,00085'') =$$

$$= 0,0024''$$

2).- Cálculo del ajuste permisible entre el eje II y las ruedas  $D_1$  (dobles).

- Cálculo de  $u_{\text{rueda } D_1}$ .

$$u_{D1} = p_i \frac{r_i}{E} \times \frac{r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \left[ 0,7 + 1,3 \frac{r_o^2}{r_i^2} \right]$$

Datos en cada rueda  $D_1$  :  $r_i = 5,5''$   
 $r_o = 10''$

Además :  $p_i = \frac{P_i}{l \times d} = \frac{94.000 \text{ lbs}}{1'' \times 11''} = 8.545 \frac{\text{lbs}}{\text{pulg}^2}$

$P_i = \frac{185.000}{2} = 94.000 \text{ lbs}$

$$\therefore u_{D1} = 8.545 \times \frac{5,5}{30 \times 10^6} \times \frac{30}{100 - 30} \left[ 0,7 + 1,3 \times \frac{100}{30} \right] =$$

$$\frac{650}{10^6} \times 5 = 325 \times 10^{-6} = 0,0032 \text{ pulg}$$

- Cálculo del  $u_{\text{eje II}}$ , en contacto con la rueda  $D_1$ .

$$u_{\text{eje II}} = u(p_o) = - p_o r_o \frac{1 - \nu}{E}$$

Sé que :  $p_o = p_i = 8.545 \text{ lbs/pulg}^2$   
 $r_o = 5,5 \text{ pulg}$

$$u_{\text{eje II}} = u(p_o) = - 8.545 \times 5,5 \times \frac{0,7}{30 \times 10^6} =$$

$$= - 1.030 \times 10^{-6} = - 0,0010''$$

Por tanto, el ajuste permisible entre el eje II y las ruedas  $D_1$  es:

$$u = u_{\text{rueda } D_1} - \text{al eje II} = 0,003'' - (-0,001'') = \underline{0,004''}$$

Resumiendo lo referente a ajustes permisibles en el eje II de transmisión :

- 1)  $u$  entre la rueda  $C_2$  y el eje II =  $0,002''$ .
- 2)  $u$  entre la rueda  $D_1$  y el eje II =  $0,004''$ .

Nota: Para comprobar estos valores, se puede ir al catálogo FAG? (ver para ajustes tipo  $P_6$  para un diámetro de  $11''$  pág 18-19 ); o en la Tabla IV-I del cap. IX .

IV .- Cálculo de los acoples .- Estos acoples son los que unen el eje central apoyado en C y D, con los dos ejes extremos largos, según diseño inicial del eje II de transmisión .

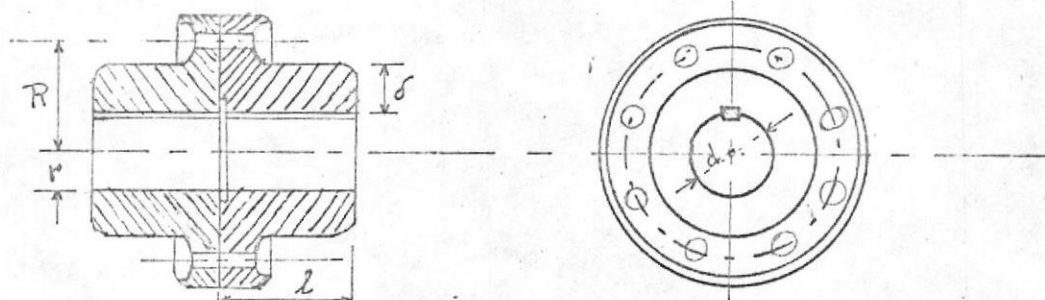
1.- Tipo de acople .-

a) Acoplamiento fijo , que une rígidamente a los 3 ejes que forman un sólo (:ejeII) ( Ref.- mecanismos .- Celso Máximo .- art 233 .- pág 214)

b) de platos, que es el aconsejado para unir rígidamente ejes de transmisión de gran tamaño . Lo hace por medio de tornillos o pernos cada uno de los cuales puede transmitirse un movimiento de rotación por frotamiento.

Por lo general , es aconsejable que los pernos quedan aislados por anillos de cuero dispuestos alternativamente en cada plato.-

(Ref.- Celso Máximo.- art 236.-pág 216)



2.- Cálculo del Acople .-

a) Material: hierro fundido, con elementos de unión de acero templado .

b) El cálculo de los acoplamientos de platos suele hacerse de modo que el frotamiento producido entre ellos por la presión de los tornillos sea suficiente para transmitir el par rotación .

$$M_t = fQnR \quad (\text{Ref. Mecanismos Celso Máximo .- Ec \#2 pág216})$$

donde:  $f$  = Coeficiente de frotamiento .

Q = Presión de los tornillos

n = Número de tornillos

R = Radio de la circunferencia en que van los tornillos

c) Datos: - HP transmitidos  $\approx 60$

- R.P.M. del eje = 1,6

- Diámetro del eje (d = 11 pulg. (= 278mm.))

- Coeficiente de frotamiento (f) = 0,2; suponiendo que usaré tornillos aislados por anillos de cuero ( Ref Mecanismos Celso Máximo Pág 227

d) Cálculos: ( para cada uno de los platos que se unen )

1) Grueso del cubo :  $\sigma = 0,3 d + 10$  ( Ref. Celso Máximo pág 217 )  $\sigma$  y d son en mm .

$$\sigma = 0,3 \times 278 \text{ mm} + 10 = 93 \text{ mm. ( = 3,65 pulg. )}$$

2) Longitud del cubo:  $L = 1,3 d = 1,3 \times 278 \text{ mm} = 361,4 \text{ mm}$   
( = 14 pulg )

3) Diámetro de la circunferencia en que van los tornillos.-

$$D = d + 4\sigma = 278 \text{ mm} + 4 \times 93 \text{ mm} = 278 + 372 = 650 \text{ mm}$$

( = 25,5 pulg )

4) Diámetro exterior de los platos.-

$$D' = d + 7\sigma = 278 \text{ mm} + 7 \times 93 \text{ mm} = 278 + 651 = 929 \text{ mm}$$

(  $\approx 36$  pulg )

5) Grueso de cada plato .-

$$e = 0,8 \times \sigma = 0,8 \times 93 \text{ mm} = 74,4 \text{ mm (} \approx 2,9 \text{ pulg)}$$

6) Ancho en el borde :

$$A = 1,8\sigma = 1,8 \times 93 \text{ mm} = 167,4 \text{ mm (} \approx 6,5 \text{ pulg)}$$

Momento de Torsión :

$$M_t = \frac{\text{HP} \times 63.000}{n} = \frac{60 \times 63.000}{1,6} = 2'360.000 \text{ lbs pulg.}$$

( 27'000.000 K-mm. )

Este momento debe ser igual o menor que el de rozamiento ; que llamando Q a la presión que ejercen los tornillos , vale :  $Q \times f \times R$  , osea :  $Q \times f \times R \gg M_t$

luego  $Q \times 0,2 \times 325 \text{ mm} \gg 27'000.000 \text{ Kg-mm.}$

Por tanto considerando la igualdad :

$$Q = \frac{27'000.000 \text{ Kg-mm}}{0,2 \times 325 \text{ mm}} = 410.000 \text{ Kg}$$

7) Número de tornillos .- N

$$N \gg \frac{d}{40} + 3 \quad / \quad N \gg \frac{278}{40} + 3 \gg 6,9 + 3 = 9,9 \approx 10 \text{ tornillos}$$

-Esfuerzo que aguanta cada tornillo:  $Q' = \frac{Q}{N}$  .-

$$Q' = \frac{410.000 \text{ kg}}{10} = 41.000.$$

8) Diámetro de los tornillos .-  $d_n =$   
 $d_n = 0,5 \sqrt{Q'} = 0,5 \sqrt{41.000} = 0,5 \times 204 =$   
 $= 102\text{mm} \quad (4\text{pulg})$

( Nota: Ref. de las fórmulas empleadas anteriormente : Mecanismos  
.- Celso Máximo pág 217)

#### V .- Cálculo y Diseño de los apoyos del eje II .-

##### - Características Preliminares .-

a) El tipo de apoyos a usarse será "Chumaceras", por ser un eje de gran diámetro; según los conceptos anotados para el caso del eje I.

##### - Cálculo de los bocines de las chumaceras A, B, C, D, E, y F

- a) material : bronce fosfórico especial de gran resistencia al desgaste.
- b) configuración : partido por el medio y con canales para lubricación.
- c) tipo de lubricación: límite por película delgada.
- d) lubricante: grasa.
- e) forma de trabajo: eje de acero templado , pulido y bien engrasado , girando en bronce especial.

#### B).- Cálculo de la longitud del bocín .-

- Conceptos y asunciones .- Los mismos que para el eje I.

##### a) Chumaceras A y F .-

datos:  $p = 1.200 \text{ lbs/pulg}^2$  ( = intensidad del diseño )  
 $W = 195.000 \text{ lbs}$  ( = carga en la chumacera )  
 $d. \text{ eje} = 11 \text{ pulg.}$

Sé que:  $p = \frac{W}{L \times d}$  ;  $L = \frac{W}{p \times d}$

$$L \text{ mín.} = \frac{195.000 \text{ lbs}}{1.200 \text{ lbs} \times 11 \text{ pulg}} = 14,8 \text{ pulg.}$$

Este sería el valor mínimo que podría tener la long del bocín.

Pero basándome en el concepto :  $\frac{L}{d} = 1,4$  ( para  $n < 60 \text{ R.P.M.}$  y según las características anotadas para el caso del eje I)

Tengo :  $L = 11" \times 1,4 = 15,5"$

Luego asumo :  $L_A = L_F = 15"$

##### b) Chumacera B y E .-

datos :  $p = 1.200 \text{ lbs/pulg}^2$   
 $W = 3.200 \text{ lbs}$   
 $d_{\text{eje}} = 11 \text{ pulg.}$

$$L = \frac{W}{p \times d} = \frac{3.200 \text{ lbs}}{1.200 \frac{\text{lbs}}{\text{pulg}^2} \times 11 \text{ pulg}} = 0,5 \text{ pulg}$$

Esta sería la longitud mínima que podría tener el bocín, considerando únicamente la carga actuante sobre las chumaceras que es muy pequeña, y el material del bocín para las B y E. Se ve su valor, bien se podría usar un bronce de mucha menos resistencia, y por lo tanto bastante más barato (por ej.- bronce simple con un p de 500 lbs / pulg<sup>2</sup>)

Sin embargo, considerando el diámetro del eje y condiciones de configuración, lubricación, desgaste, R.P.M. del eje etc. tengo que:  $\frac{L}{d} = 1,4$

$$\therefore L = 11" \times 1,4 = 15,4"$$

Por lo tanto relacionando el L límite calculado y el L según las condiciones de diseño; bien puedo asumir:

$$L_B = L_E = 10 \text{ pulg.}$$

C) Chumacera C y D .-

$$\text{datos: } p = 1.200 \text{ lbs / pulg}^2$$

$$W = 85.400 \text{ lbs}$$

$$d_{\text{eje}} = 9,5 \text{ pulg}$$

$$p = \frac{W}{L \times d}; \quad L = \frac{W}{p \times d}$$

$$L_{\text{min}} = \frac{85.400 \text{ lbs}}{1.200 \frac{\text{lbs}}{\text{pulg}^2} \times 9,5 \text{ pulg}} = 8 \text{ pulg}$$

$\therefore$  Long mínima permisible para el bocín = 8 pulg.

Pero en base a las condiciones de lubricación, desgaste, R.P.M. del eje, etc tendré que:  $L = 1,4 \times d = 1,4 \times 9,5" = 13 \text{ pulg}$ .

considero:  $L_C = L_D = 12 \text{ pulg.}$

2) .- Cálculo del diámetro interior del bocín ( D ).-

a) Chumacera A y F .-

El diámetro del bocín depende del tipo de lubricante a usarse.-

$D = d_{\text{eje}} \times 1,0015$  grasa ----- ( Ref Shigley.- pág 384 y Apuntes de Proyectos Mecánicos )

$$D = 11" \times 1,0015 = 11,016"$$

Es decir que el bocín de Bronce tendrá un juego de 0,016" con res-

pecto al diámetro del eje .

b) Chumacera B y E .-

$$D = d \text{ eje } \times 1,0015 \text{ ----- ( grasa)}$$

$$D = 11" \times 1,0015 = \underline{11,016} "$$

c) Chumaceras C y D .-

$$D = d \text{ eje } \times 1,0015$$

$$D = 9,5" \times 1,0015 = 9,513 \text{ pulg.}$$

3) Espesor del Bocín ( e ) .-

a) Chumacera A y F .-

Recurro a tablas que tienen estos valores de e en función del eje y según el material a usarse en el bocín .-

Para d = 11" ----- C 1" ( para bronce sólido )

( Ref .- Kronstruieren und rechnen.- pág 307.- Tabla Z; ~~o~~ tabla , IV - 2; cap IX )

Pero como estoy usando bronce partido, puedo asumir :

$$e \approx 1 \frac{1}{8}."$$

b) Chumacera B y E .-

Para d = 11" ----- e = 1" ( bronce sólido )

. . e 1  $\frac{1}{8}$  ( bronce partido )

c) Chumacera C y D .-

Para d = 9,5" ----- e = 0,76"  $\approx 3/4$ " ( para bronce sólido)

Pero como usaré bronce partido ; asumo:

$$e = 7/8 " \left( = \frac{3}{4} + \frac{1}{8} \right)$$

Nota : Diseño de los bocines .- ( Ref Dibujo IV - 5 , cap IX )

4.) Cálculo de los pernos de sujección de la base de las chumaceras .-

Datos Preliminares :

-Material = Acero comercial corriente ( acero dulce )

- Esfuerzos a que están sometidos los pernos : tensión y corte

a) .- Chumaceras A y F .-

- Diámetro del perno, sin considerar el filete de la rosca ( d<sub>n</sub> )

Asumiendo sólo tensión :

$$d_n = 0,5 \sqrt{\frac{P}{2}} \quad \left( \text{Ref. Celso Máximo formula \# 10 pág 98} \right)$$

donde : a) d<sub>n</sub> en mm

$$b) P/2 \text{ ( en Kgs ) } = \underline{\text{reacción de la chumacera}}$$

luego :

$$d_n = 0,5 \quad 44.300 \text{ Kgs} = 0,5 \times 210 = 105 \text{ mm} = 4,1 \text{ pulg}$$

- Diámetro del perno, considerando el filete de la rosca ( : d )

Asumiendo también el esfuerzo de corte debido al apriete del perno, además de la tensión anteriormente calculada:

$$d = 1,156 \times d_n \quad (\text{Ref libro de Celso Máximo fórmula la 10.- páf 100})$$

$$\text{Luego : } d = 1,156 \times 4,1 \text{ pulg} = 4,6 \text{ pulg}$$

De aquí deduzco que tengo que usar dos pernos de  $2\frac{3}{4}$  " de diámetro a cada lado de la base de las chumaceras A y E de material de acero comercial corriente .

Nota: cabe decir que bien puedo usar un mejor acero , como lo hacen en el catálogo Link Belt; en donde para este caso , se necesitará 2 pernos de menos de 2" ( Ref pág 364, para chumaceras tipo 2K 1400 z , que es el caso que tengo eje de acero girando en chumaceras de bronce )

Cálculo de la cabeza del perno .-

$$D = e d$$

$$h_o = 0,7 d$$

condición : a) material : acero dulce corriente.-

b) Si uso sólo dos pernos a cada lado .

( Ref.- libro de Mecanismos de Celso Máximo Pág 106 )

donde :  $d = \phi$  del perno

luego :

$$D = 2 \times 2\frac{3}{4} \text{ " } = 5\frac{1}{2} \text{ "}$$

$$h_o = 0,7 \times 2\frac{3}{4} \text{ " } = 1,92 \text{ "}$$

Diseño de los pernos sujetantes de las bases de la chumacera A y F .- ( Ref. Dibujo IV - 5 ; Cáp IX )

b) Chumaceras B y E .-

Cálculo del diámetro del perno .- Suponiendo que uso como material para dichos pernos acero dulce corriente .

d" ) Diámetro del perno sin considerar el filete .- (  $d_n$  )

Asumiendo que sólo está sometido a tensión.

$$d_n = 0,5 \sqrt{P/2} = 0,5 \sqrt{800 \text{ K}} = 0,5 \times 28,5 = 14,25 \text{ mm} = 0,56 \text{ pulg.}$$

Pero en atención al mayor tamaño de longitud del bocín de las chumaceras , que asumí para este caso , considero que :

$$d_n = 2 \text{ pulg.}$$

Comparándolo con el  $d_n$  de los chumaceras A y F, tratando de mantener la misma proporción que consideré cuando asumí el valor de L del bocin .

- Diámetro del perno considerando el filete de la rosca ( :d )

Considerando la tensión, y el esfuerzo de corte debido al apriete del perno.

$$d = 1,156 d_n$$

$$d = 1,156 \times 2 \text{ pulg} = 2,4 \text{ pulg.}$$

de donde deduzco que tendré que usar dos pernos de  $1 \frac{3}{4}$ " de diámetro a cada lado de la base de las chumaceras B y E, de material acero dulce corriente .-

- Cálculo de la cabeza del perno .-

$$D = 2d$$

$$h_o = 0,7 d$$

condición : material: acero dulce corriente

luego :

$$D = 2 \times 1 \frac{3}{4} \text{ " } = 3 \frac{1}{2} \text{ "}$$

$$h_o = 0,7 \times 1 \frac{3}{4} \text{ " } = 1,2 \text{ "}$$

c) Chumacera C y D .-

si Cálculo del diámetro del perno .- suponiendo que uso como material acero dulce corriente .

- Diámetro del perno sin considerar el filete .- ( $d_n$ ) Asumiendo que solo está sometido a tensión

$$d_n = 0,5 \sqrt{P/2} = 0,5 \sqrt{20.000 \text{ kgs}} = 0,5 \times 141 = 71 \text{ mm} = 2,8 \text{ pulg.}$$

- Diámetro del perno considerando el filete de la rosca ( :d ) .- Considerando la tensión, y además el esfuerzo de corte debido al apriete del perno .-

$$d = 1,156 d_n$$

$$d = 1,156 \times 2,8 \text{ pulg} = 3,2 \text{ pulg}$$

De donde deduzco que tendré que usar dos pernos de  $2 \frac{1}{8}$ " de diámetro a cada lado de las bases de la chumaceras C y D; de material: acero dulce corriente .

- Cálculo de la cabeza del perno .-

$$D = 2d$$

$$h_o = 0,7 d$$

Condición .- material : acero dulce corriente

luego :

$$D = 2 \times 2 \frac{1}{8} = 4 \frac{1}{4} \text{ "}$$

$$h_o = 0,7 \times 2 \frac{1}{8} = 1,5 \text{ "}$$

Nota: Diseño de los pernos sujetantes de las bases de las chumaceras ( Ref Dibujo IV - 5; cap IX )

VI ) Cálculo y Diseño de las chavetas .-Que aseguran la rueda  $C_2$  y las dos ruedas extremas  $D_1$  , al eje II de transmisión.

Características preliminares.- a

a) tipo : sección cuadrada.

b) material: acero St 70 ( $C_{1045}$  AISI ) ; cuyas propiedades son:

1) Resistencia permisible a la compresión  $\sigma_C = 66.000 \frac{\text{lbs}}{\text{pulg}^2}$

2) Resistencia permisible media al corte :  $\sigma_S = 33.000 \frac{\text{lbs}}{\text{pulg}^2}$

- Cálculos

Cálculo de la chaveta que asegura la rueda  $C_2$  al eje II .-

1) Sección ( W x h )

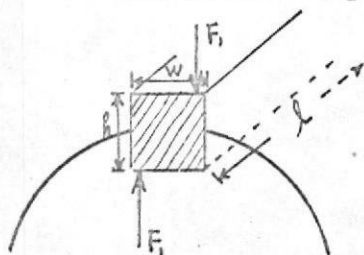
$$W = h = \frac{11''}{4} = 2 \frac{3}{4}'' \text{ ( valor máximo )}$$

Por tanto diseñaré una chaveta de más o menos  $2 \frac{3}{4}''$  de lado de sección cuadrada.

2) Longitud de la chaveta .- ( L )

Fuerzas actuantes .- En la chaveta actúan dos tipos de fuerza : compresión y corte .

Cálculo al corte .- El esfuerzo de corte se efectúa sobre las caras superior e inferior de la chaveta .



$$\sigma_S = \frac{F_1}{L \times W} ; \quad L = \frac{F_1}{\sigma_S \times W}$$

$$L = \frac{F_1 \times K_t}{\sigma_S \times W} = \frac{F_1 \times 3}{33.000 \times 2,25}$$

$$M_t = \frac{63.000 \times \text{HP}}{n} = \frac{63.000 \times 58}{1,6} =$$

3'780.000 lbs-pulg

Luego se que :

$$M_t = F \times R \text{ eje} =$$

por tanto :

$$F = \frac{M_t}{R} = \frac{3'780.000 \text{ lbs-pulg}}{5,5 \text{ pulg}} = 610.000 \text{ lbs.}$$

Luego :

$$L = a \frac{610.000 \times 3}{33.000 \times 2,25} = 22''$$

Cálculo a la compresión .-

Sé que :  $L = \frac{2 F}{h \times \sigma_c} \times K_t$  ( Ref.-Cálculo hecho para el eje I )

Por tanto :

$$L = \frac{2 \times 610.000}{2,25 \times 66.000} \times 3 = 22''$$

Nota: He comprobado que las chavetas de sección cuadrada fallan igualmente al corte y a la compresión.

Resumiendo Los cálculos hechos , tengo que las dimensiones totales de la chaveta en cuestión deberán ser :

$$\left. \begin{aligned} W &= 2\frac{1}{4}'' \\ h &= 2\frac{1}{4}'' \\ L &= 22'' \end{aligned} \right\} \text{ Sección}$$

Luego , considerando que la longitud del cubo de la rueda doble  $C_2$  es de 32", por tanto necesitaré una sola chaveta de sujeción entre la rueda y el eje, de longitud de más o menos 22"

-Cálculo y Diseño de la Chaveta que asegura las ruedas  $D_1$  extremas , al eje de transmisión III-

a) Consideración de la altura (h) y ancho (W) de la chaveta .-

$$W = h = \frac{d_{\text{eje}}}{4} = \frac{11''}{4} = 2\frac{3}{4}'' \text{ ( valor máximo que podría tener la chaveta )}$$

$$\text{Asumo : } W = h = 2\frac{1}{4}''$$

b) Cálculo de la Longitud de la chaveta.-

cálculo a la compresión :

$$M_t = \frac{63.000 \times \text{HP}}{n} = \frac{63.000 \times 60}{1,6} = 2' 360.000 \text{ lbs-pulg}$$

$$\text{Luego : } M_t = F \times R_{\text{eje}}$$

$$F = \frac{M_t}{R_{\text{eje}}} = \frac{2'360.000 \text{ lbs-pulg}}{5,5 \text{ pulg}} = 410.000 \text{ lbs.}$$

Esta es la fuerza transmitida por compresión sobre las caras laterales de la chaveta .

$$\begin{aligned} \text{Sé que : } L &= \frac{2F}{h \times \sigma_c} \times K_t \quad \cdot \cdot \quad L = \frac{2 \times 410.000 \text{ lbs}}{2,25 \text{ pulg} \times 66.000 \frac{\text{lbs}}{\text{pulg}^2}} \\ &= \underline{16 \text{ pulg.}} \end{aligned}$$

Por tanto usaré chavetas :  $W = 2\frac{1}{4}''$

$$h = 2\frac{1}{4}''$$

$$L = 16''$$

Luego considerando que la longitud de los cubos de las ruedas  $D_1$  (dobles), es = 32" entonces necesitaré usar sólo una chaveta pa-

ra cada rueda de transmisión del extremo del eje II

NOTA: Diseño de las chavetas.- Ref Dibujo IV - 3 (b) cap IX.

CALCULO Y DISEÑO DEL EJE III DE TRANSMISIÓN.- (EJE MOTRIZ DE LA MESA ALIMENTADORA).-

I).- Consideraciones preliminares.-

a) ancho de las ruedas (longitud de cubos):

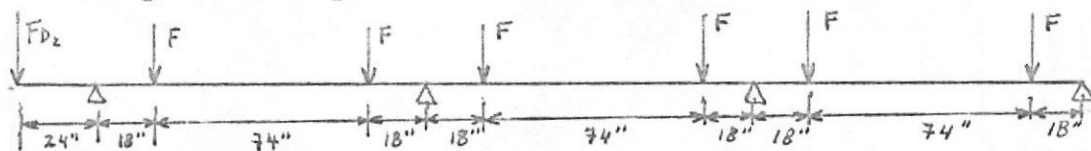
- Rueda  $D_2$  doble = 38"

- ruedas conductoras de las cadenas de arrastre = 33"

b) la distancia entre dos cadenas arrastradoras de la mesa, cogido a las cuales va el ángulo arrastrador,  $\approx 70^\circ$

c) el eje III se compone en realidad de dos ejes iguales; y cuya longitud total será, dentro de la mesa,  $\approx 570"$ ; sin tomar en cuenta los extremos salientes.

Según estos datos, procedo a realizar un esquema aproximado de dicho eje con fuerzas y distancias. Nota: analizaré el eje izquierdo, que por ser simétrico e igual al derecho, me dará resultados que sirve para los dos.



a) datos:  $F_{D2} = F_{D1}$  (calculado para el eje II) = 185.000 lbs.

F: fuerza de tracción máxima que soportará cada cadena de arrastre = 83.000 lbs.

Además: -  $n = 0,5$  RPM

- HP transmitido = 50 HP

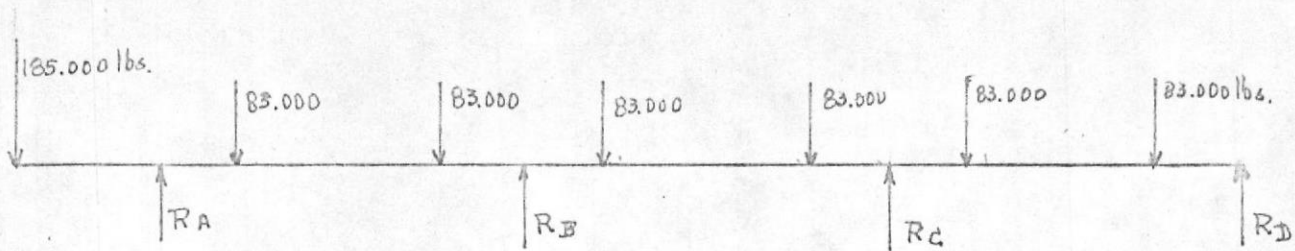
- material: Acero  $S_t 70$  (C1045- AISI- con 0,45% de C.)

II).- cálculo del eje de transmisión izquierdo.-

Para el cálculo del eje III, aplico el método de Cross-Morgan, o de aproximaciones sucesivas que sirve para el cálculo de ejes soportados por varios apoyos; es decir sistema estáticamente in determinados.

Haciendo un cuadro representativo de los momentos para cada sección soportada, y de los momentos flectores totales para cada a poyo, tendré:

( ver hoja siguiente)



$\alpha$   $\beta$		$\alpha$   $\beta$		$\alpha$   $\beta$		$\alpha$   $\beta$	
0,82	0,18	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
-4'400.000	-1'249.500	-1'249.500	-1'249.500	-1'249.500	-1'249.500	-1'249.500	-1'249.500
2'583.400	-567.000	0	0	0	0	0	1'249.500
0	0	283.500	0	0	-624.750	0	0
0	0	-141.750	141.750	-312.375	312.375	0	0
0	70.875	0	156.187	-70.875	0	0	-156.187
58.118	-12.750	78.093	-78.093	35.437	-35.437	0	156.187
0	-39.046	6.375	-17.758	39.046	-78.093	0	17.758
-32.017	7.028	-12.066	12.066	-58.569	58.569	0	-17.758
-1'790.499	-1'790.421	-1'035.348	-1'035.348	-1'616.836	-1'616.836	0	0
<u>-1'790.000</u>		<u>-1'035.340</u>		<u>-1'616.830</u>			<u>0</u>

A).- Cálculo de los valores:  $\alpha$  y  $\beta$

Sé que  $\alpha = \frac{K_i}{K_i + K_d}$        $\beta = 1 - \alpha$

donde:  $K = \frac{4EI}{l}$

donde: E = módulo de elasticidad

I = momento de inercia de la sección del eje

=  $\pi D^4 / 64$

l = longitud de la sección del eje

Como considero que el eje izquierdo (o derecho) es de igual  $\phi$  en toda su longitud., y que uso un sólo eje E e I son iguales para todos las secciones; por tanto:

$$= \frac{\frac{4EI_i}{l_i}}{\frac{4EI_i}{l_i} + \frac{4EI_d}{l_d}} = \frac{l/l_i}{l/l_i + l/l_d} = \frac{l_d}{l_d + l_i}$$

Para nudo A .-

$$\alpha = \frac{l_d}{l_d + l_i} = \frac{110''}{110'' + 24''} = \frac{110}{134} = 0,82$$

$$\beta = 1 - \alpha = 1 - 0,82 = 0,18$$

Para nudo B .-

$$\alpha = \frac{l_d}{l_d + l_i} = \frac{110}{110 + 110} = \frac{110}{220} = 0,5$$

$$\beta = 1 - 0,5 = 0,5$$

Para nudo C .-

$$\alpha = \frac{110}{110 + 110} = 0,5$$

$$\beta = 0,5$$

Para nudo D .-

$$\alpha = \frac{0}{110} = 0$$

$$\beta = 1$$

B).- Cálculo de los  $M_I$  y  $M_d$  .- que son los "momentos resultantes en los apoyos", necesarios para poder aplicar el método de Cross-Morgan.- para el cálculo de vigas o ejes estáticamente indeterminados.-

$$Sé \text{ que } M_I = - (M_I - M_D) \alpha$$

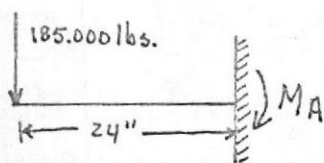
$$M_d = (M_I - M_D) \beta$$

donde  $M_I$  y  $M_D$  son los momentos que se producen en los asumidos extremos empotrados de cada sección, (izquierda o derecha) de cada nudo), debidos a las fuerzas actuantes en ella.

B').- Cálculo de los  $M_I$  y  $M_D$  .-

Procedimiento.-  $M_I$  y  $M_D$ , los calculo, considerando cada sección del eje, como un eje aparte, sin influencia de las demás secciones; considerando además que el eje está empotrado en sus extremos, según condición esencial para poder aplicar el método de Cross. (ref. Shigley- Tabla A-2)

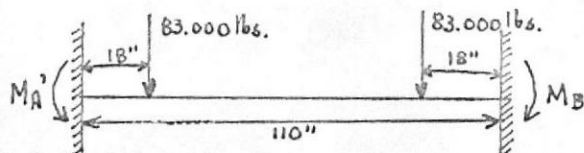
Sección O-A .-



$$M_A = - 185.000 \times 24''$$

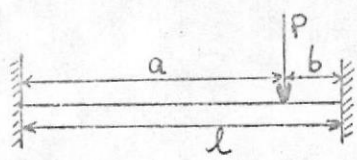
$$M_A = - 4.400.000 \text{ lbs/pulg}$$

Sección A-B .-



Nota: Para este sistema no tengo una fórmula directa para saber los valores de  $M_{A'}$  y  $M_B$ ; pero como conozco que para los casos: (ref. Shigley A-2)

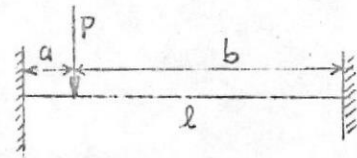
a)



$$M_A = -\frac{Pab^2}{l^2}$$

$$M_B = -\frac{Pa^2b}{l^2}$$

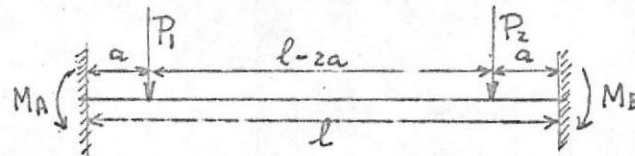
b)



$$M_A = -\frac{Pab^2}{l^2}$$

$$M_B = -\frac{Pa^2b}{l^2}$$

Luego aplicando el método de superposición; encuentro los valores de  $M_A$  y  $M_B$  para el caso que tengo:



Cálculo  $M_A$  .-

$$M_{A2} = -\frac{P_2 \times a + (l-2a) \times a^2}{l^2} = -\frac{P_2 \times (1-a) \times a^2}{l^2}$$

$$M_{A1} = -\frac{P_1 \times a \times (l-2a+a)^2}{l^2} = -\frac{P_1 \times a \times (1-a)^2}{l^2}$$

Por Superposición; y considerando que en mi caso:  $P_1 = P_2 = P$

$$M_A = M_{A2} + M_{A1}$$

$$\therefore M_A = -\frac{P \times (1-a) \times a^2}{l^2} - \frac{P \times a \times (1-a)^2}{l^2}$$

$$\therefore M_A = -\frac{Pa(1-a)}{l^2} [a + (1-a)]$$

$$M_A = -\frac{Pa(1-a)}{l^2} [1]$$

$$M_A = -\frac{Pa(1-a)}{l}$$

Cálculo de  $M_B$  .-

$$M_{B2} = -\left[ \frac{P \times (a + l - 2a)^2 \times a}{l^2} \right]$$

$$M_{B1} = -\left[ \frac{P \times (a^2) \times l - 2a \times a}{l^2} \right]$$

$$M_{B2} = -\left[ \frac{P \times (1-a)^2 \times a}{l^2} \right]$$

$$M_{B1} = -\left[ \frac{P \times a^2 \times (1-a)}{l^2} \right]$$

$$\therefore M_B = M_{B2} + M_{B1} = -\frac{Pa(1-a)}{l^2} [(1-a) + a] =$$

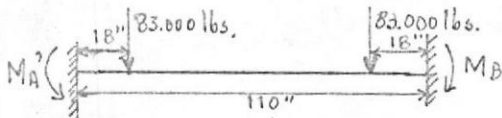
$$= - \frac{P a (1-a)}{l^2} \quad (1)$$

$$\therefore M_B = - \frac{P a (1-a)}{l}$$

Por tanto deduzco que :  $M_A = M_B = - \frac{P a (1-a)}{l}$

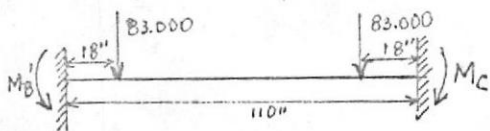
Ahora, si con este dato continuo con el método de Cross.-

Sección A-B .-



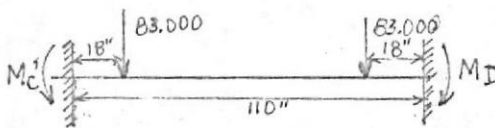
$$\begin{aligned} M_A = M_B &= - \frac{83.000 \times 18 \times (110 - 18)}{110} \\ &= - \frac{83.000 \times 18 \times 92}{110} \\ &= - 1'249.500 \text{ lbs-pulg} \end{aligned}$$

Sección B-C .-



$$M_B = M_C = - 1'249.500$$

Sección C-D .-



$$M_C = M_D = - 1'249.500$$

B" ).- Cálculo de los  $M_i$  y  $M_d$  .-

Para el nudo A .-

$$M_i = - (M_I - M_D) \alpha$$

$$M_i = - \left[ -4'400.000 - (-1'249.500) \right] \times 0,82$$

$$M_i = - \left[ -4'400.000 + 1'249.500 \right] \times 0,82$$

$$M_i = - ( -3'150.500 ) \times 0,82$$

$$M_i = 2'583.400$$

$$M_d = (M_I - M_D) \times \beta$$

$$M_d = - 3'150.500 \times 0,18 = -567.000$$

Para nudo B .-

$$M_i = - (M_I - M_D) \times \alpha$$

$$= - (-1'249.500 + 1'249.500) \times 0,5$$

$$M_i = 0$$

$$M_d = 0$$

Para nudo C .-

$$M_i = 0$$

$$M_d = 0$$

Para nudo D .-

$$M_i = - (M_I - M_D) \times \alpha$$

$$= - (-1.249.500 - 0) \times 1$$

$$= 1.249.500$$

$$M_d = 0$$

Estos valores de  $M_i$  y  $M_d$ , los pongo en la tabla de la pág. 114

Cálculo de  $M_i$  y  $M_d$  en una segunda aproximación.-

Para nudo A .-

$$M_i = -(M_i - M_d) \times \alpha = 0$$

$$M_d = 0$$

Para nudo B .-

$$M_i = - (283.500 - 0) \times 0,5 = -141.750$$

$$M_d = - (283.500) \times 0,5 = +141.750$$

Para nudo C .-

$$M_i = - (M_I - M_D) \times \alpha$$

$$= - (0 + 624.750) \times 0,5$$

$$= -312.375$$

$$M_d = 624.750 \times 0,5 = +312.375$$

Para nudo D .-

$$M_i = 0$$

Cálculo de  $M_i$  y  $M_d$  en una tercera aproximación .-

Para nudo A.-

$$M_i = - (M_I - M_D) \times \alpha =$$

$$M_i = - (0 - 70.875) \times 0,82 = +58.118$$

$$M_d = -70.875 \times 0,18 = -12.757$$

Para nudo B .-

$$M_i = - (0 - 156.187) \times 0,5 =$$

$$= 78.093$$

$$M_d = -156.187 \times 0,5 = -78.093$$

Para nudo C .-

$$M_i = - ( -70.875 - 0 ) \times 0,5$$

$$M_i = +70.875 \times 0,5 = 35.437$$

$$M_d = -70.875 \times 0,5 = - 35.437$$

Paranudo D .-

$$M_i = - ( -156.187 - 0 ) \times 1 = +156.187$$

Cálculo de  $M_i$  y  $M_d$  para una cuarta aproximación .-

Para nudo A .-

$$M_i = - ( 0 +39.046 ) \times 0,82 = - 32.017$$

$$M_d = 39.046 \times 0,18 = 7.028$$

Para nudo B .-

$$M_i = -(6.375 +17.758) \times 0,5 = - 12.066$$

$$M_d = 24.133 \times 0,5 = +12.066$$

Para nudo C .-

$$M_i = -(39.046 +78.093) \times 0,5 = -58.569$$

$$M_d = 117.139 \times 0,5 = +58.569$$

Paranudo D.-

$$M_i = -(17.758) \times 1 =$$

$$M_d = 0$$

C).- Ahora saco los momentos flectores totales que se producen en cada apoyo .-

Para apoyo A .-

$$M_f = - 4'400.000 - 32.017 + 2'583.400 + 58.118$$

$$M_f = - 1'790.499$$

$$\text{lado derecho: } M_f = -1'249.500 - 567.000 - 12.750 - 39.046 + 70.875 + 7.000 = - 1'740.421$$

Luego veo que  $M_f \text{ izq.} \approx M_f \text{ der.}$ , que es condición, luego de varias aproximaciones sucesivas para aplicar el método de Cross. Y así procedo para los demás apoyos.-

Para apoyo B .-

$$\text{lado izq.} \text{ --- } -1'249.500 - 141.750 - 12.066 + 283.500 + 78.093 + 6.375 = - 1'035.348$$

$$\text{lado der.} \text{ --- } -1'244.500 - 78.093 - 17.758 + 141.750 + 156.187 + 12.066 = - 1'035.348$$

..

$$\therefore M_{fIB} = M_{fDB}$$

Luego cumple con la condición del método de Cross.

Para apoyo C .-

$$\text{lado izq.: } M_f = 1'249.500 - 312.375 - 70.875 - 58.569 + 35.437 + 39.046 = -1'616.836 \text{ lbs-pulg.}$$

$$\text{lado der.: } M_f = -1'249.500 - 624.750 - 35.437 - 78.093 + 312.375 + 58.569 = -1'616.836 \text{ lbs-pulg}$$

$$\therefore M_{fIC} = M_{fDC}$$

Para apoyo D .-

$$M_f = 0$$

D) .- Cálculo de las reacciones ( $R_T$ ) en cada apoyo (chumaceras).-

$$\text{Sé que: } R_T = R_h + R_i$$

donde:  $R_h$  = suma de las reacciones en función de los momentos  $\phi$  que se producen en los apoyos, en función del Diagrama de momento.

$R_i$  = reacciones en función de las fuerzas actuantes en el eje.

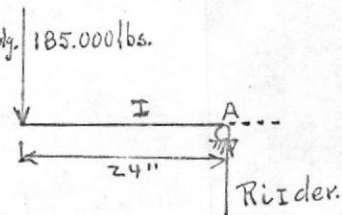
Cálculo de las  $R_i$  y  $R_h$  .-

Sección I (O-A) .-

$$\text{datos: } M_O = 0 ; M_A = -1'790.400 \text{ lbs-pulg. } 185.000 \text{ lbs.}$$

$$R_{i \text{ Ider.}} = 185.000 \text{ lbs.}$$

$$R_{h \text{ Ider.}} = \frac{1'790.400 - 0}{24} = 74.604 \text{ lbs.}$$



Sección II (A-B) .-

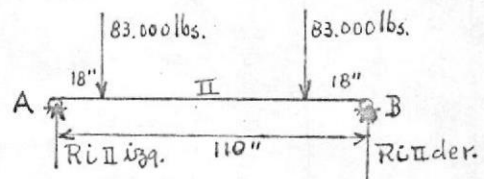
$$\text{datos: } M_A = -1'790.400 ; M_B = -1'035.348 \text{ lbs-pulg.}$$

$$R_{i \text{ III izq.}} = 83.000 \text{ lbs.}$$

$$R_{i \text{ Ider.}} = 83.000 \text{ lbs.}$$

$$R_{h \text{ III izq.}} = \frac{M_A - M_B}{l} = \frac{1'790.400 - 1'035.300}{110} = 6.865 \text{ lbs.}$$

$$R_{h \text{ Ider.}} = \frac{M_B - M_A}{l} = \frac{1'035.300 - 1'790.400}{110} = -6.865 \text{ lbs.}$$



Sección III (B-C) .-

$$\text{datos: } M_B = -1'035.300 ; M_C = -18616.836$$

$$R_{i \text{ III izq.}} = 83.000 \text{ lbs.}$$

$$R_{III\text{der.}} = 83.000 \text{ lbs.}$$

$$R_{III\text{izq.}} = \frac{M_B - M_C}{l} = \frac{1'035.300 - 1'616.838}{110} = -5.286 \text{ lbs.}$$

$$R_{III\text{der.}} = 5.286 \text{ lbs.}$$

Sección IV (C-D) .-

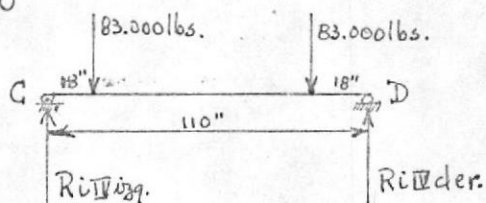
datos:  $M_C = -1'616.836$  ;  $M_D = 0$

$$R_{IV\text{izq.}} = 83.000 \text{ lbs.}$$

$$R_{IV\text{der.}} = 83.000 \text{ lbs.}$$

$$R_{IV\text{izq.}} = \frac{M_C - M_D}{l} = 14.698 \text{ lbs.}$$

$$R_{IV\text{der.}} = -14.698 \text{ lbs.}$$



Luego haciendo una tabla de los correspondientes valores de  $R_{II}$ , para cada apoyo tengo que:

$R_i$	185.000	83.000	83.000	83.000	83.000	83.000	83.000
$R_R$	74.604	6.865	-6.865	-5.286	5.286	14.698	-14.698
$R_t$	251.604	89.865	76.135	77.714	88.286	97.698	68.302
	349.460 lbs.		153.830		185.970		68.300

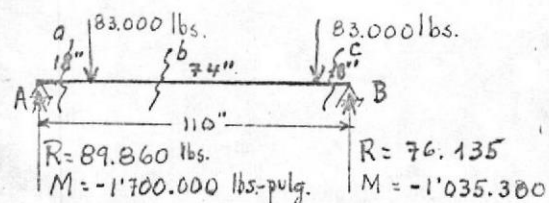
E).- Cálculo del Momento flector máximo.-

Analizo el momento flector que se produce en cada sección del eje.-

Sección Q-A .-

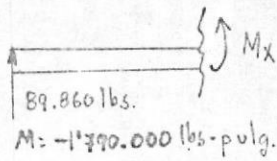
Sé, que el  $M_{f\text{máx}}$  se produce en el apoyo A (chumacera), cuyo valor es  $M_{fA} = -1'790.400 \text{ lbs-pulg}$

Sección A-B .-



aplicando el método de los cortes :

corte a.-

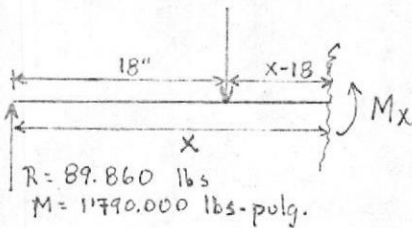


$$M_x = 89.860x - 1'790.000$$

para:  $0 < x < 18''$

para  $x = 0 \rightarrow M_x = -1'790.000$  lbs-pulg.  
 $x = 18'' \rightarrow M_x = -172.600$

corte b.-



$$\sum F_v \leq M = 0$$

$$-M_x + 89.860x - 83.000(x-18) - 1'790.000 = 0$$

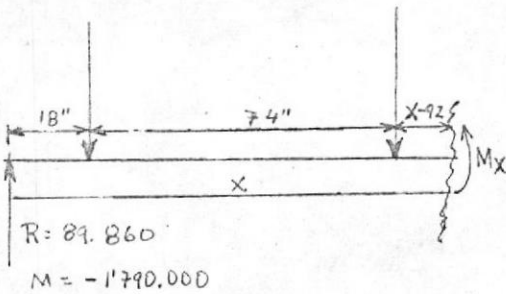
$$M_x = 89.860x - 83.000(x-18) - 1'790.000$$

para  $18'' < x < 92''$

para  $x = 18'' \rightarrow M_x = -172.600$  lbs-pulg.

para  $x = 92'' \rightarrow M_x = 8'267.100 - 6'142.000 - 1'790.000 = 337.000$

corte c.-



$$\sum F_v \leq M = 0$$

$$-M_x + 89.860x - 83.000(x-18) - 83.000(x-92) - 1'790.000 = 0$$

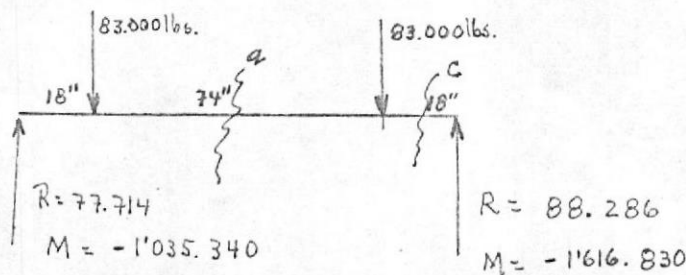
$$M_x = 89.860x - 83.000(x-18) - 83.000(x-92) - 1'790.000$$

para  $92'' < x < 110''$

para  $x = 92'' \rightarrow M_x = 337.000$  lbs-pulg.

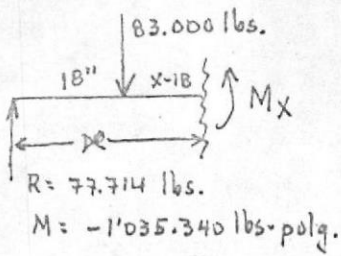
para  $x = 110'' \rightarrow M_x = -1'035.400$  lbs-pulg.

Sección B-c.-



Aplicando el método de los cortes:

Corte a.-



$$\sum M = 0$$

$$-M_x + 77,714x - 83,000(x-18) - 1,035.340 = 0$$

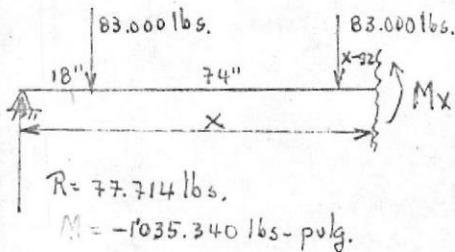
$$M_x = 77,714x - 83,000(x-18) - 1,035.340$$

$$\text{para } 18'' < x < 92''$$

$$\text{para } x=18'' \rightarrow M_x = 1,398.850 - 1,035.340 = 363.500$$

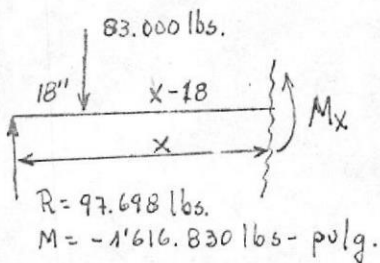
$$\text{para } x=92'' \rightarrow M_x = 7,149.680 - 6,142.000 - 1,035.340 = -27,700$$

Corte b.-



$$M_x = 110'' \rightarrow -1,616.830 \text{ lbs-pulg.}$$

Sección C-D.-



$$\sum M = 0$$

$$-M_x + 97,698x - 83,000(x-18) -$$

$$-1,616.830 = 0$$

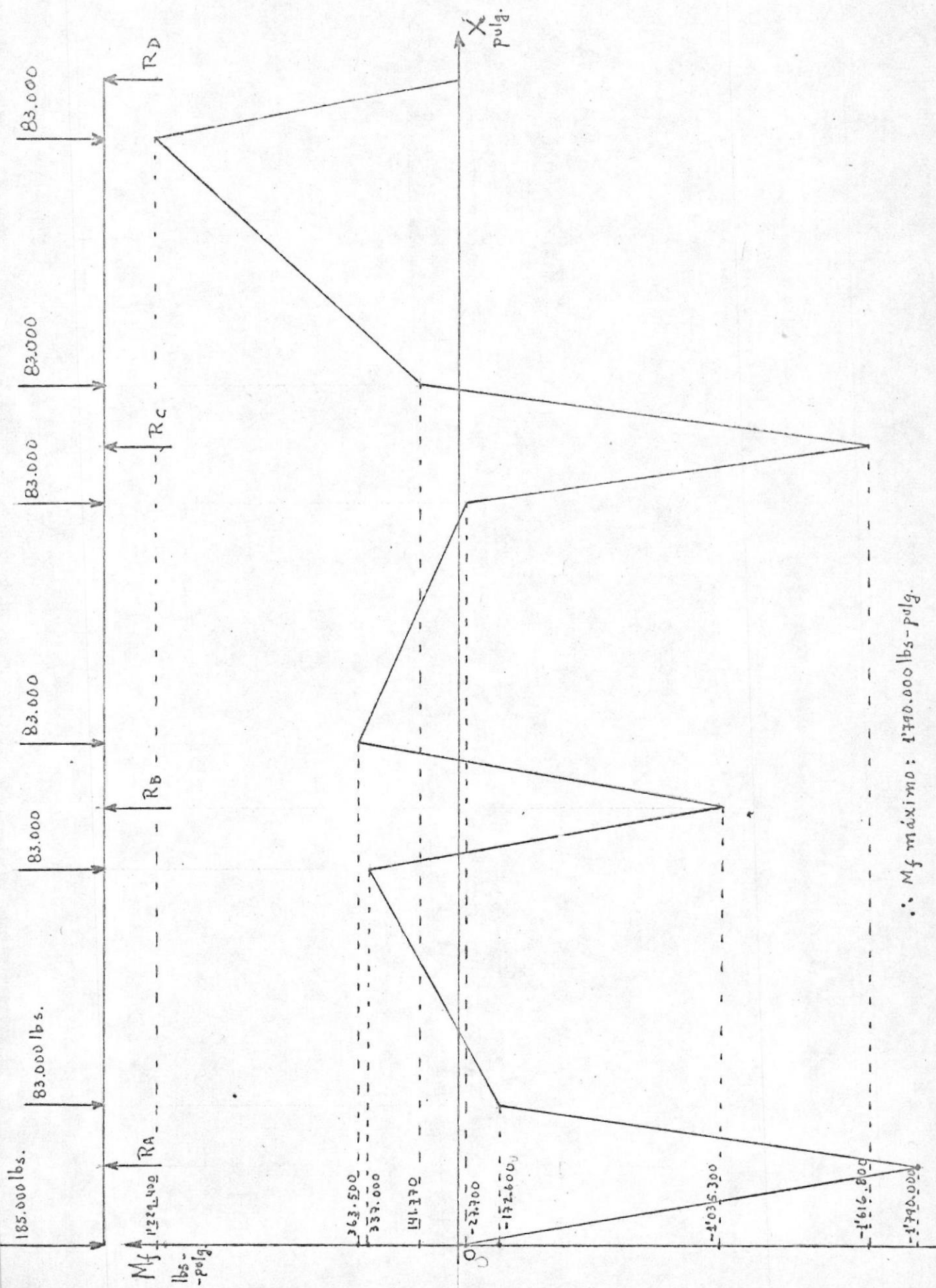
$$M_x = 97,698x - 83,000(x-18) - 1,616.830$$

$$\text{para } 18'' < x < 92''$$

$$\text{para } x=18'' \rightarrow M_x = 1,758.560 - 1,616.830 = 141.730$$

$$\text{para } x=92'' \rightarrow M_x = 8,988.216 - 6,142.000 - 1,616.830 = 8,988.216 - 7,758.800 = 1,229.400$$

Luego graficando los momentos flectores calculados anteriormente para el eje motriz izquierdo de la mesa (: que es igual al derecho), tengo que:



F).- Cálculo del diámetro del eje motriz de la mesa.-

Considerando que sobre dicho eje actúan dos momentos: Torsión y Flexión, debido a las fuerzas que sobre el se producen.-

Luego, aplico la fórmula.

$$a) d = \sqrt[3]{\frac{M_i}{0,1 \sigma_f}} \quad (\text{ref. Mechanik Aufgaben P. 232 o Celso P. 175})$$

donde:  $d = \phi$  del eje en pulgadas.

$M_i$  = Momento ideal de flex.

$t$  = tensión o resist. máxima de flex., según el material usado para el eje.

Sé que:

$$b) M_i = 0,35 M_f + 0,65 \sqrt{M_f^2 + (\alpha_o M_t)^2}$$

(Ref. Mechanik Aufgaben P. 232; ecuación 178)

donde  $M_f$  = Momento flector máximo en el eje = ( -1'790.000 lbs-pulg )

$M_t$  = Momento torsor máximo en el eje

$$\alpha_o = \frac{\sigma_f}{1,3 \sigma_t}$$

Como el acero S<sub>t</sub>70 (Serie AISI C<sub>1045</sub>) que es uno de los aconsejables para ejes de transmisión (ref. Hutte P. 95)

Luego:

$$\sigma_f = 22.000 \text{ lbs/pulg.}$$

$$\sigma_t = 11.000 \text{ lbs/pulg.}$$

(Ref. Hutte P. 95 - Tabla A)

Luego:

$$\alpha_o = \frac{22.000}{1,3 \times 11.000} = 1,5$$

Ahora calculo el  $M_{t\text{máx}}$  que se produce en dicho eje.

$$M_t = \frac{P_{ot} \times 63.000}{N}$$

donde:  $M_t$  = en lbs/pulg

$P_{ot}$  = en HP

$N$  = R.P.M.

Sé que: H.P. para cada eje (der. e izq.)  $\approx 50$  H.P.

$N \approx 0,5$  R.P.M.

$$M_t = \frac{63.000 \times 50}{0,5} = 6'300.000 \text{ lbs-pulg}$$

... en b :

$$M_i = 0,35 \times 1'790.000 + 0,65 \sqrt{(1'790.000)^2 + (1,5 \times 6'300.000)^2}$$

$$M_i = 580.000 + 0,65 \times \sqrt{(1'790.000)^2 + (9'350.000)^2}$$

$$M_i = 580.000 + 0,65 \times 10^6 \times \sqrt{3,2 + 85,3}$$

$$\begin{aligned}
 M_i &= 580.000 + 0,65 \times 10^6 \times 9,1 \\
 &= 580.000 + 5,80 \times 10^6 \\
 &= 580.000 + 5.800.000 \\
 &= 6.380.000 \text{ lbs-pulg}
 \end{aligned}$$

en a:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_i}{0,1 \sigma_t}} = \sqrt[3]{\frac{6.380.000}{0,1 \times 22.000}} = 13,2'' (\approx 13'')$$

Observación.- Sin embargo bien se podría rebajar el diámetro - del eje III, considerando que el valor de  $f$  que se ha tomado en cuenta para los cálculos de los ejes, anteriores, tiene el máximo coeficiente de seguridad que se pueda dar ( $K=3$ ) (ref. Análisis del material y de las resistencias permisibles que se hizo para el eje I).- Por ello si consideráramos:  $K=2,5$  que es todavía un buen rango de seguridad; tendríamos:  $\sigma_t \approx 28.000 \text{ lbs/pu}^2$   
Con ello obtenemos:

$$d = \sqrt[3]{\frac{6.380.000 \text{ lbs-pulg}}{0,1 \times 28.000 \text{ lbs-pul}^2}} = 12,3 \text{ pulg} (\approx 12 \text{ pulg.})$$

y para compensar en parte esta suposición hecha, se especificará que el material del eje III tenga la menor temperatura posible de estirado, con lo cual se aumentará la resistencia a la fluencia y tracción del material, (Ref. Manual para Ing. Mec. de Baumsteir P. 597).

#### G).- Cálculo de las diferentes secciones del eje III .-

Si bien se podría ahorrar en material, pues a todo su largo hay secciones que tienen un mínimo  $M_{\min}$ , pero en cambio por ser dos ejes de  $\approx 7,5$  mts. de largo cada una y como no existe por lo general, un tomo demasiado grande para que trabaje el eje con diferentes  $\phi$  en las diversas secciones, además de que resultaría demasiado caro su trabajo, por todo ello me decido por usar 2 ejes que se unen para formar el eje III de transmisión, de igual a todo su largo .- Además con ello tengo mayor facilidad para desmontar las ruedas de transmisión y viceversa.

#### H).- Cálculo de los ajustes .-

1) Cálculo del ajuste permisible entre el eje III y las ruedas  $D_2$  (doble) .-

$$A_u = u \text{ rueda} - u \text{ eje}$$

- Cálculo del desplazamiento radial de la rueda  $D_2$  ( $U_{D2}$ ) .-

$$u = u(W) + u(p)$$

donde:  $u(W) = 0$

$\therefore u = u(p)$

$$u_{D2}(pi) = pi \frac{r_i}{E} \times \frac{r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \left[ 0,7 + 1,3 \left( \frac{r_o^2}{r_i^2} \right) \right]$$

Datos:  $r_i = 6$  pulg.

$r_o = 33$  pulg

$P_i = P_{D2} = 94.000$  lbs. =  $P_{D2}/2$

$$p = \frac{P}{l \times d} \quad (\text{ref. Mechanick Aufgaben P. 177 - Ec 142})$$

$$\therefore pi = \frac{P_i}{l \times d} = \frac{94.000 \text{ lbs.}}{12 \text{ pulg}^2} = 7.800 \text{ lbs/pulg}^2$$

Por tanto:

$$\begin{aligned} M_{D2}(pi) &= \frac{7.800 \times 6}{30 \times 10^6} \times \frac{36}{4.089 - 36} \left[ 0,7 + 1,3 \times \frac{1.089}{36} \right] = \\ &= \frac{1,68 \times 10^6}{3,16 \times 10^{10}} \times (39) = 19,5 = 0,0019 \text{ pulg.} \end{aligned}$$

- Cálculo del desplazamiento radial del eje III en contacto con la rueda  $D_2$ .-

$u$  eje III =  $u(p_o) = - p_o r_o \frac{1-\nu}{E}$  (ref. Den Hartog - P. 52 .-  
fórmula 40)

$$(p_o) = (p_i) = 7.800 \text{ lbs/pulg}^2$$

$$\therefore u \text{ eje III} = - 7.800 \times 33 \times \frac{0,7}{30 \times 10^6} = -0,0045 \text{ pulg.}$$

- El ajuste permisible entre el eje III y la rueda  $D_2$ , será:

$$Au = u \text{ rueda } D_2 - u \text{ eje III} = 0,0019 + 0,0045 = 0,0064 \text{ pulg.}$$

2) El ajuste permisible entre las ruedas conductoras de las cadenas de arrastre, no creo sea necesario calcular, por cuanto dichas ruedas van metidas en cada uno de los dos ejes, espaciadas a todo lo largo del eje, en número de 6; lo cual dificultaría enormemente el montaje.

III).- Cálculo y diseño de los apoyos .-

tipo: chumaceras

- Cálculo de los bocines de las chumaceras A, B, C y D .-

datos: preliminares:

a) material: bronce fosfórico especial; de gran resistencia al desgaste

b) configuración: partido y con canales para lubricación.

c) tipo de lubricación: límite, por película delgada.

d) lubricante: grasa

e) forma de trabajo: eje de acero templado, pulido y bien engrasado, girando en bronce especial.

1).- Cálculo de la longitud del bocín (l).-

a) chumacera A.-

datos:  $P = 1,200 \text{ lbs/pulg}^2$  (intensidad de diseño)

$W = 394.400 \text{ lbs.}$  (carga en el chumacera)

$d \text{ eje} = 12''$

Sé que:  $p = \frac{W}{l \times d}$  ;  $l = \frac{W}{p \times d}$

$$l = \frac{394.000 \text{ lbs.}}{1.200 \text{ lbs/pulg}^2 \times 12''} = 26 \text{ pulg.}$$

Este sería el valor mínimo que podría tener el bocín, en función de la carga.

Pero basándome en el concepto:  $\frac{l}{d} = 1,4$  (para  $n = 60 \text{ R.P.M.}$ , y para evitar desgaste rápido y obtener una buena lubricación), tengo -  
 $l = 12'' \times 1,4 = 16,8 \text{ pulg.}$

Luego, asumo:  $l_A = 26 \text{ pulg.}$

b) chumacera B.-

datos:  $p = 1.200 \text{ lbs/pulg}^2$

$W = 153.800 \text{ lbs.}$

$d \text{ eje} = 12 \text{ pulg.}$

$$l = \frac{W}{p \times d} = \frac{153.000 \text{ lbs.}}{1,200 \text{ lbs/pulg}^2 \times 12''} = 10,6 \text{ pulg.}$$

pero según:  $\frac{l}{d} = 1,4$  :

$l = d \times 1,4 = 12'' \times 1,4 = 16,8 \text{ pulg.}$

Luego asumo:  $l_B = 16 \text{ pulg.}$

c) chumacera C.-

datos:  $p = 1.200 \text{ lbs/pulg}^2$

$W = 185.900 \text{ lbs.}$

$d \text{ eje} = 12 \text{ pulg.}$

$$l = \frac{W}{p \times d} = \frac{185.000 \text{ lbs.}}{1.200 \text{ lbs/pulg}^2 \times 12''} = 13 \text{ pulg.}$$

pero según  $\frac{l}{d} = 1,4$  :

$l = d \times 1,4 = 12'' \times 1,4 = 16,8 \text{ pulg.}$

Luego, asumo  $l_C = 16 \text{ pulg.}$

d) chumacera D.-

datos:  $p = 1.200 \text{ lbs/pulg}^2$

$W = 68.300 \text{ lbs.}$

$d \text{ eje} = 12 \text{ pulg.}$

$$l = \frac{w}{p \times d} = \frac{68.300 \text{ lbs}}{1.200 \text{ lbs/pulg}^2 \times 12''} = 5 \text{ pulg.}$$

pero según  $\frac{l}{d} = 1,4$ :

$$l = 12'' \times 1,4 = 16,8 \text{ pulg.}$$

Luego asumo  $l_D = 13 \text{ pulg.}$

## 2).- Cálculo del diámetro interior del bocín (D) .-

El D del bocín depende del diámetro del eje, lógicamente, con respecto al cual debe tener un juego; el cual es función del tipo de lubricante que usará la chumacera.

Por tanto, como las 4 chumaceras en cuestión soportan un eje de igual diámetro en toda su longitud, y serán lubricadas de la misma manera, entonces deberán tener bocines de igual D.

Sé que:  $D = d \text{ eje} \times 1,0015$  — (grasa)

(ref. Shigley .- P. 384-385)

$$\therefore D = 12'' \times 1,0015 = 12,018''$$

Es decir que los bocines de bronce de las 4 chumaceras, tendrán un juego diametral de 0,018" con respecto al diámetro del eje III.

## 3).- Espesor del bocín (E) .-

recorro a tablas que tienen estos valores de e en función del diámetro del eje y según el material a usarse en el bocín. Por tanto, como todas las chumaceras tienen un mismo diámetro de eje, y sus bocines son del mismo material y configuración:

para  $d = 12''$  —  $e = 1\frac{1}{8}''$  (para bronce sólido)

(ref. a) Konstruieren und Rechnen- P. 307- Tabla Z o b)

Tabla IV-2 - Cap. IX- Mesis)

Pero como usaré bronce partido; asumiré :  $e \approx 1\frac{1}{4}''$ , para las 4 chumaceras en cuestión.

## 4).- Cálculo de los pernos sujetantes de las bases de las chumaceras .-

- Chumacera A .-

- Diámetro del perno (d) .-

$$d_n = 0,5 \sqrt{P/2}$$

$$P/2 = \frac{349.000 \text{ lbs.}}{2} = \frac{158.000 \text{ K}}{2} = 79.000 \text{ K}$$

$$d_n = 0,5 \sqrt{79.000 \text{ kg.}} = 0,5 \times 28.1 = 140,5 \text{ mm. } (\approx 5,5 \text{ pulg})$$

Por tanto:  $d = 1,156 \times 5,5'' = 6,3''$

Es necesario pues que se use 3 pernos de  $\approx 2\frac{5}{8}''$  de diámetro a cada ldo de la chumacera.

- Cabeza del perno .-

$$D = 2d = 2 \times 2 \frac{5}{8} = 5 \frac{1}{4}''$$

$$h_0 = 0,7 d = 0,7 \times 2 \frac{5}{8}'' = 1,8''$$

- Chumacera B .-

( P = 153.000 lbs = 69.000 Kg.)

- Diámetro del perno (d) .-

$$d_n = 0,5 \sqrt{\frac{69.000}{2}} = 0,5 \sqrt{34.500} = 94 \text{ mm. } (\approx 3,7'')$$

$$\therefore d = 1,156 \times 3,7'' = 4,25''$$

Es necesario, pues que se use 2 pernos de  $2 \frac{5}{8}''$  de diámetro a cada lado de la chumacera.

- Cabeza del perno .-

$$D = 2d = 2 \times 2 \frac{5}{8}'' = 5 \frac{1}{4}''$$

$$h_0 = 0,7 d = 0,7 \times 2 \frac{5}{8}'' = 1,8''$$

- Chumacera C .-

dato: P = 185.000 lbs. = 84.000 Kg.

- diámetro del perno (d) .-

$$d_n = 0,5 \sqrt{\frac{84.000}{2}} = 0,5 \sqrt{42.000} = 104 \text{ mm. } (\approx 4'')$$

$$\therefore d = 1,156 \times 4'' = 4,6''$$

Se puede pues usar 2 pernos de  $\approx 2 \frac{3}{4}''$  de diámetro a cada lado de la chumacera.

- Cabeza del perno .-

$$D = 2d = 2 \times 2 \frac{3}{4}'' = 5 \frac{1}{2}''$$

$$h_0 = 0,7d = 0,7 \times 2 \frac{3}{4}'' = 1,9''$$

- Chumacera D .-

dato: P = 68.000 lbs. = 30.800 Kg.

- diámetro del perno .-

$$d_n = 0,5 \sqrt{\frac{30.800}{2}} = 0,5 \sqrt{15.400} = 62 \text{ mm. } (\approx 2 \frac{1}{2}'' )$$

$$\therefore d = 1,156 \times 2 \frac{1}{2}'' = 2,87''$$

Es necesario pues usar 2 pernos de  $\approx 1 \frac{7}{8}''$  de diámetro a cada lado de la chumacera.-

- Cabeza del perno .-

$$D = 2d = 2 \times 1 \frac{7}{8}'' = 3 \frac{3}{4}''$$

$$h_0 = 0,7 d = 0,7 \times 1 \frac{7}{8}'' = 1 \frac{1}{4}''$$

IV).- cálculo y diseño de las chavetas .-que aseguran las ruedas

extremas de transición (D<sub>2</sub>) al eje III.-

a) Consideración de la altura (h) y ancho (W) de la sección de la chaveta.-

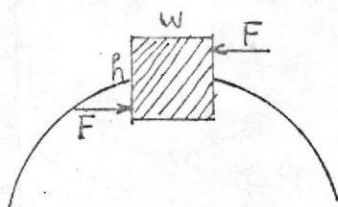
$$W = h = \frac{d \text{ eje}}{4} = \frac{12''}{4} = 3'' \quad (\text{valor máximo permisible})$$

(ref. Shigley art. 7-11 - P. 273)

∴ escojo  $w = h = 3''$

b) Cálculo de la longitud de la chaveta.-

Calcularé a la compresión .-



$$M_t = \frac{63.000 \times \text{HP}}{n} = \frac{63.000 \times 55}{0,5} = 6.600.000 \text{ lbs-pulg.}$$

$$\therefore M_t = F_x R \text{ eje}$$

$$F = \frac{M_t}{R \text{ eje}} = \frac{6.600.000 \text{ lbs-pulg}}{6 \text{ pulg.}} =$$

$$= 1.100.000 \text{ lbs.}$$

Este valor de F. es el que actúa sobre las caras laterales de la chaveta, y es la fuerza transmitida por compresión.

$$\text{Se que: } l = \frac{2F}{h \times \sigma_c} \times K_t$$

$$\therefore l = \frac{2 \times 1.100.000 \text{ lbs.}}{3 \text{ pulg} \times 66.000 \text{ lbs/pulg}^2} \times 3 = 32 \text{ pulg.}$$

Luego, considerando que la longitud total de los cubos de las ruedas D<sub>2</sub> es de 38", será necesario usar sólo una chaveta de  $l = 32''$  para cada rueda doble extrema de transmisión del eje III.

--- chavetas para las ruedas conductoras de las cadenas de arrastre.---

Estas chavetas soportarán cada una la 6ta. parte de los HP transmitidos por la rueda D<sub>2</sub>, debido a que cada uno de los 2 ejes que forman el árbol III, tienen 6 ruedas conductoras.

por tanto:

$$a) W = h = \frac{d}{4} = \frac{12''}{4} = 3''$$

$$b) l = \frac{32''}{6} = 5,3'' (\approx 6'')$$

Diseño del eje III (Ref. Dibujo IV-6; Cap. IX)

Diseño de las chumaceras (Ref. Dibujo IV-7; Cap. IX)

Diseño de las chavetas (Ref. Dibujo IV-3-C)

CAPITULO V

CALCULO Y DISEÑO DE LA "MESA ALIMENTADORA" DEL SISTEMA.

## Características básicas de la Mesa Alimentadora .-

La mesa alimentadora a calcular se compone esencialmente de:

- a) Cadenas arrastradoras.
- b) Angulos, que son los arrastradores de caña propiamente dichos, y que van sujetos a cada par de cadenas en sus extremos.-La distancia entre cada ángulo es 1,3 mts., en el sentido de la longitud de la mesa
- c) Una plancha de hierro base, sobre la cual es transportada la caña a descargarse sobre el conductor principal.

A continuación pondré un proyecto referente a ciertos elementos adicionales a los anteriormente citados, pero que así mismo forman parte esencial del sistema, y que sobre todo nos da una idea más clara de cómo irán distribuidos los diferentes elementos en la mesa alimentadora a calcular.

( Ref.- Dibujos # V-1 : (a) -(b)

## Cálculo y Diseño de la Mesa Alimentadora del sistema .

- A) Cálculos iniciales básicos referentes a :
  - a) Superficie de la mesa.-
  - b) Velocidad de dicha mesa .-
  - c) Potencia necesaria para el buen funcionamiento del sistema.-

### Datos Preliminares :

1 )  
1 ) Capacidad máxima de molienda ( C ) = 7.000 Tons/ día que equivale a 291,6 <sup>hora</sup> Tons , suponiendo que 0 minutos de parada ; pero para efectos del cálculo, se considera siempre 22 horas efectivas de molienda por cada día , ya que por lo general se producen paradas ya sea por falta de caña ( transporte ), daños mecánicos o eléctricos en fábrica, fabricación llena etc. etc.- Por tanto consideraré.

$$C = \underline{318 \text{ Tons./hora}}$$

2 ) Características del Conductor principal de caña : ( Ref Manual de Especificaciones definitivas del Ingenio Aztra )

- . Anchura entre placas laterales = 2.300 mm
- . Largo total ( distancia entre ejes de los extremos ) 41.000mm
- . Largo del tramo horizontal = 25.000mm
- . Filas de Cadenas = 2 exteriores .
- ∧ Velocidad de los tablones : variable de 40 a 240 mm /seg.

## Cálculos .-

### a) Cálculo de la superficie de la mesa.-

Por experiencia se conoce que una dimensión convenientemente calculada para una capacidad amplia, será :

$$\underline{S = 0,6 C} \quad (\text{Ref Manual de Ingenieros Azucareros p}$$

Donde: por Hugot Pg )

S = Superficie de la mesa en m<sup>2</sup>

C = Capacidad de molienda de la fábrica en Tons de caña /hora

Luego:

$$S = 0,6 \times 318 = 190,8 \text{ m}^2$$

Según el manual de Ingenieros Azucareros, la mesa puede ser rectangular o cuadrada.- En mi caso la consideraré cuadrada por razones de espacio, pues por lo general son muy ancho y muy corto, pero si fuera así no me convendría pues se dispone solamente de dos winches hidráulicos para descargar carretones dobles de caña; así mismo pienso usar este sistema como almacenamiento de caña, en caso que el abastecimiento de ella comienza a fallar, de tal manera que los carros no tengan que esperar.-

Por tanto, las dimensiones de la mesa serán :

$$\sqrt{190,8\text{m}^2} = 13,8 \text{ m. (= long = ancho )}$$

Consideraré : long x ancho = 14 m. x 14 m. = 550 " x 550"

### b) Consideraciones de la Velocidad de la mesa :

Por razón de su anchura, la velocidad debe ser mucho menor que la del conductor principal. Un valor razonable, según Hugot, es de 3 a 6 m/min, ya que con una mayor velocidad se corre el riesgo de permitir la caída de cantidades de caña mayores que las necesarias. En vista de estos datos, y considerando que nuestro conductor principal tiene apenas 2,3 mts. de ancho, y la mesa alimentadora es de 14 mts. de ancho; por tanto la velocidad de dicha mesa deberá ser más o menos =  $\frac{14}{2,3} = 5,5$  veces inferior a la del conductor principal, pues<sup>2,3</sup> de lo contrario siempre habría el peligro de caídas inmensas de caña sobre el Conductor principal, lo que daría origen a atoros en los niveladores y machetes de caña; así mismo esto daría origen a que se tendría que prender y apagar continuamente el motor del conductor principal para evitar llenar demasiado el Conductor secundario o alimentador; lo que podría originar que se quemara dicho motor; y así se podría enumerar otros problemas.

Por todo ello, conociendo que la velocidad del conductor principal para evitar llenar demasiado el conductor secundario o alimentador; lo que podría originar que se quemara dicho motor, y a su vez podría enumerar otros problemas.

Por todo ello, conociendo que la velocidad del conductor principal ( $V_1$ ) varía entre 245 a 40 mm/seg, y considerando la  $V_1$  promedio que es la mínima a la que por lo general trabaja el conductor principal, cargado conveniente y uniformemente ( $V_1$  promedio = 140 mm/seg

Luego la velocidad de la mesa será :

$$V_2 = \frac{V_1 \text{ promedio}}{5,5} = \frac{140 \text{ mm/seg}}{5,5} = 25,4 \text{ mm/seg} = 1,6 \frac{\text{m}}{\text{mm}}$$

que es un valor que no se excede del límite citado por el Manual de Hugot.

c ) Potencia necesaria para el buen funcionamiento del sistema:

Se que:  $T = 0,5 \text{ S}$  Ref. Manual de Hugot Pg

Donde  $T =$  Potencia del motor en HP

$S =$  Superficie de la mesa en  $\text{m}^2$  ( $= 14\text{m} \times 14\text{m} = 196\text{m}^2$ )

Luego:  $T = 0,5 \cdot 196 = 98 \text{ HP}$ .

Este valor representa aproximadamente el doble de la potencia media absorbida por el motor en operación, pues como se sabe siempre hay pérdidas por fricción, pérdidas a lo largo de las diferentes etapas de reducción de velocidad, sobrecarga en el momento del arranque; también debido a que según vimos en el proyecto general, la transmisión inicial de potencia se bifurca en el eje II, para ambos extremos del mismo, pues el eje motriz de la Mesa III, se compone en realidad de dos ejes.

B ) Cálculo y diseño de la Mesa Alimentadora propiamente dicha.-

a) Datos preliminares.-

-Carga de caña por los diferentes tipos de transporte.-

Hay 3 tipos de transporte de caña :

1) Camiones pesados ( Broadway) que halan una carreta descargable por medio de grúas (winches) al conductor principal

2) Tractores que halan dos carretones descargables también por grúas.

3) Camiones pesados ( super-white ) que halan 2 carretones, descargables como los anteriores.

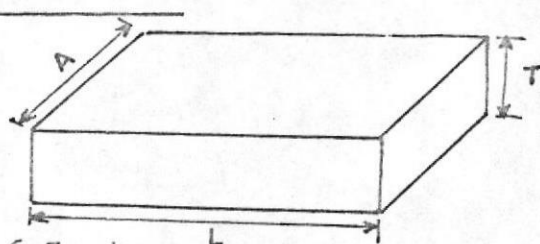
A continuación voy a consignar una tabla con datos estadísticos referente a los pesos máximos de caña cargados por los diferentes tipos de transporte, entre las fechas de Octubre 20 a Nov 2 del 71 , que es cuando mejor molienda se obtuvo. (Ref.- Archivos de laboratorio, sección báscula, del Ingenio Aztra ).:

(Referencia Tabla V - 2 )

Nota: El valor máximo es 23.500 kg por cada 2 carretones de un tractor . Es decir que cada carretón idealmente traería máximo 11.750 kg.

ahora cabe anotar las dimensiones de los 3 tipos de carretones

Gráfico básico :



$$L = 6,3 \text{ mts.}$$

Broadway  $A = 2,2 \text{ mts.}$

$$T = 1,8 \text{ mts.}$$

$$L = 6,3 \text{ mts.}$$

Tractor  $A = 2,7 \text{ mts.}$

$$T = 1,8 \text{ mts.}$$

$$L = 6,3 \text{ mts.}$$

super - white  $A = 2,3 \text{ mts.}$

$$T = 1,8 \text{ mts.}$$

b) Consideración de la carga máxima de caña que puede soportar la mesa.

- Según fórmula, el peso ( P ) de caña que puede acarrear cada carretón completamente cargado será :

$$P = \text{Densidad de caña por volumen} = D \times V$$

En lo referente a la densidad a considerar, tengo que tomando en cuenta que el sistema de cargar los carretones en el campo

por medio de llenadoras da lugar a que la caña vaya desordenada en el carretón, no formando un grupo compacto de caña por tanto asumo en primera instancia una Densidad =  $250 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Nota: (Ver tabla V -1)

Luego:

$$\text{Broadway} : P = D \times V = 250 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times (6,3 \times 2,2 \times 1,8) \text{ m}^3 = 7.200 \text{ kg.}$$

$$\text{Super-white} : 250 \times (6,3 \times 2,3 \times 1,8) = 7.280 \text{ kg.}$$

$$\text{tractor} : 250 \times (6,3 \times 2,7 \times 1,8) = 9.050 \text{ kg.}$$

Es decir que en base a fórmula teórica tendría que el valor máximo de caña que podría traer cada carretón sería 9.050 kg.

Pero en realidad considerando los datos estadísticos de la tabla

V-2, tendré que lo máximo que puede traer un carretón es = .. 11.750 kg. que sería descargado directamente sobre la mesa; es decir que cada dos carretones descargarán directamente 23.500kg, y que es el dato que tomaré en cuenta para los cálculos subsiguientes, para tener una mayor seguridad y acercar lo más posible los mismos a la realidad.

- En Tons: 23.500 kg  $\approx$  26 tons de caña por cada dos carretones, y como la mesa, a lo largo de su longitud que es de 14mts, puede abarcar la carga de poco menos de 8 carretones dobles, pues, suponiendo que los paquetes de cada carretón son descargados compactos y uniformemente sobre la mesa, idealizando para efectos de cálculo, y conociendo que T= 1,8 mts tendré que:  $14 \div 1,8 = 7,7$  espacios ( 8) para carretones dobles, a llenarse en la mesa. Luego la carga total de caña máxima que soportará la mesa será de = 26 Tons.  $\times$  8 = 208 Tons.

Pero para efectos del cálculo, me doy un 20 % de seguridad que es lo que se acostumbra por experiencia en estos casos de consideración de cargas en mesas alimentadoras, pues la densidad de caña varía considerablemente según la forma de cargado de caña en los carretones;

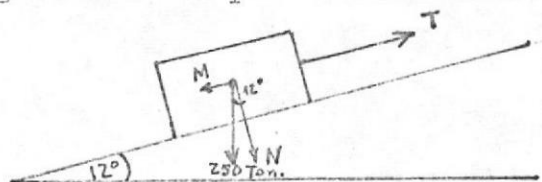
$$\text{luego: } 208 \text{ Tons } \frac{20}{100} = 41,6 \text{ Tons.}$$

o sea :  $208 + 41,6 = 249,6 \text{ Tons}$  ( $\approx$  250 Tons) que será la carga máxima total de caña que voy a considerar para el cálculo de la mesa alimentadora propiamente dicha; aparte de la fuerza de caída o impacto debido a la descarga o cuyos esfuerzos son absorbidos por la estructura soportante del sistema.

c ) Selección del número total de cadenas arrastradoras, y de su tipo.

= Cálculo de la tensión total que se producirá debido al peso arrastrarse.

Idealizando el sistema tendré el caso clásico de arrastre de una carga sobre un plano inclinado.



$$N = 250 \text{ Tons} \times \cos 12^\circ \quad (\text{Ref. Dinámica de Meriam Pg 269})$$

$$F = u N$$

Donde  $u =$  Coeficiente de fricción  $= 0,3$  para este caso de arrastre sobre metal (Ref. Dinámica de Meriam Tabla D 2 pag 424)

$$\begin{aligned} \text{Luego } F &= uN = 0,3 \times 250 \times \cos 12^\circ \\ &= 0,3 \times 250 \times 0,97 \\ &= 72,8 \text{ Tons.} \\ &= 145.600 \text{ lbs.} \end{aligned}$$

$$M = 250 \text{ sen } 12^\circ = 250 \times 0,2 = 50 \text{ Tons} = 100.000 \text{ lbs}$$

ahora:

$$\sum F_x = 0$$

$$T - F - M = 0$$

( Donde T = fuerza de tracción total que hará que la carga esté a punto de transportarse ).-

$$T = F + M = 145.000 + 100.000 = 245.000 \text{ lbs.}$$

Este valor me sirve para escoger en primera instancia el número y tipo de las cadenas de arrastre, según su valor de la resistencia media a la tracción, sus condiciones de trabajo etc.

El tipo de cadena aconsejado según las condiciones de trabajo en una mesa alimentadora es RIVETLES CHAIN (C 1807) (Ref.. Link Belt Pg 82) que es la apropiada para arrastrar largos tramos, por su poco peso, porque sirve para transportar paquetes grandes llenos con suciedades y minerales (colchón de caña); y además sirve para el transporte lento por medio de arrastre.-

Condiciones todas que son las que deseo.

De este tipo seleccionaré entre la 678 y 698 .-

Con la 678 necesitaré gran cantidad de cadenas, pues la resistencia media a la tracción es inferior a la 698; pero en cambio tiene menos peso .- pero a pesar de que me interesa tener el menor peso por razones económicas y para facilidad en el montaje y reparaciones futuras; sin embargo la 698 , por sus dimensiones específicas ( Ref. Link Belt. Pg 83 ) ofrece mayor seguridad sobre todo por el diámetro del pin que es el que en realidad soporta todos los esfuerzos y la tracción de la cadena ; así mismo me evito tener que usar demasiado número de cadenas .- También me doy una mayor seguridad respecto a los impactos bruscos producidos por la descarga de caña sobre la mesa .

Como conclusión escojo la cadena Rivetless Chain C 1809 tipo 698 ( Ref Link Belt Pg 83 ), cuyas características principales son:

- a) pitch =  $6 \frac{1}{32}$ "
- b) Resist. a la tracción = 100.000 lbs.
- c) Dimensiones de sus diferentes elementos (Ref. Link Belt pg 83).

Ahora conociendo ya el tipo de cadena que se va a utilizar, paso a ver en el mismo catálogo el diámetro primitivo aconsejable para las ruedas motriz y guía (delantera y trasera respectivamente) - Pero antes escojo un número de dientes recomendable para dichas ruedas : Una norma dice que " una rueda conductora debe tener 17 dientes por lo menos para tener un funcionamiento suave a velocidades moderadas y elevadas, y evitar en lo posible que la cadena se desgaste rápido " ( Ref. Libro de Proyecto Mecánicos por Shigley Pg 560 - 561 ).

≡ Pero hay ocasiones que para velocidades muy bajas , como el caso de la mesa que se mueve a una velocidad = 1,5 m/minutos, entonces dice que "es preferible utilizar un número más pequeño de dientes, sacrificando algo la duración de la cadena ; además como en mi caso la rueda debe tener un pitch, bien grande (  $p = 6 \frac{1}{32}$  ) que es el pitch de la cadena a usarse; por tanto el número de dientes debe ser lo más bajo posible para evitar usar ruedas de inmenso tamaño (  $\phi$  )

Es así que en el catálogo Link Beld Pg 133 se encuentra las ruedas aconsejadas para el tipo de cadena escogido , que varían entre 5 y 12 dientes, con  $p = 6 \frac{1}{32}$  ".-

Escojo la de 10 dientes ( pues es la que más se acerca a la norma del mínimo de 17 dientes ) y a la vez y a la vez no tengo un diámetro primitivo demasiado grande , como con la de 12 dientes, ya que hay una diferencia de 8" en  $\phi$  .

Resumiendo todo lo anterior tengo que :

- Cadenas arrastradoras : (Ref Link Belt Pg 82-83).

- a) Tipo de cadena : Rivetlers Chain
- b) Número de la cadena = 698
- c) Características de sus elementos (Ref pg 83)

- Ruedas Conductoras : (Ref Link Belt Pg 133)

- a) Número de dientes = 10;
- b) Diámetro primitivo = 38"
- c) peso = 389 lbs.
- d) Cálculo del cubo de las ruedas .-

Datos preliminares:

- 1) Diámetro primitivo de la rueda = 38,5 "
- 2) Diámetro del eje III = 13 "
- 3) Esfuerzo tangencial o tensión periférica en las ruedas = 85.000 lbs

Condiciones :

- 1) Usaré cuñas cuadradas o rectangulares
- 2) Material : acero  $S_t 42$  ( C1030 .- AISI )

Cálculo :

$$M_t = P \times R_p =$$

$$\text{Se que : } P = \frac{1025.000}{12} = 85.000 \text{ lbs}$$

$$\therefore M_t = 85.000 \text{ lbs} \times 19,27" = 1' 640. 500 \text{ lbs-pulg.}$$

$$(\approx 1' 804.500 \text{ kg-cm})$$

Cálculo de la altura del cubo .-

$$\therefore s = Y \sqrt[3]{M_t} = 0,14 \times \sqrt[3]{1'804.500} = 0,14 \times 122 = 16 \text{ cm.}$$

Cálculo de la longitud del cubo .-

$$\therefore L = x \sqrt[3]{M_t} = 0,35 \times 122 = 42,7 \text{ cm } (\approx 16,6 \text{ "})$$

Osea que diseño las ruedas , de las cadenas de arrastre con

las siguientes especificaciones:

- a) material = acero St<sub>42</sub>
- b) Diámetro primitivo = 38,55"
- c) cubo de la rueda  $\left\{ \begin{array}{l} \text{hueco} = 13'' \\ \text{espesor} = 6,5'' \\ \text{long} = 16'' \end{array} \right.$

Conociendo que Diámetro primitivo = 38,5 "

$$\text{Velocidad de la cadena} = 1,6 \text{ m/mm} = 59,06 \frac{\text{pulg}}{\text{minuto}}$$

Con estos datos puedo calcular las R.P.M. de las ruedas conductoras de las cadenas arrastradoras, que deberán ser igual a las R.P.M. del eje motriz de la mesa .

Sé que la velocidad tangencial de la rueda = a la velocidad lineal de la cadena en su punto de contacto, Luego:

$$V = 2\pi r_p \times n = \pi D_p n$$

$$n = \frac{V}{\pi \times D_p} = \frac{59,06 \frac{\text{pulg}}{\text{minu}}}{3,14 \times 38,5 \text{ pulg}} = 0,5 \text{ R.P.M.} = \text{R.P.M.}$$

Con lo cual he comprobado que el tipo de rueda que he escogido es el aconsejado

- Ahora sí veré la cantidad de cadenas del tipo 698 (Rivetless Chain) que tengo que usar .)

. Se que la resistencia máxima a la tracción de este tipo de cadena es : 100.000lbs. I conociendo que el valor de la fuerza total de tracción es :245.000 lbs; pero este es un valor ideal - teórico por lo tanto en la realidad tendré que considerar el "factor de servicio" ( $K_s$ ) que corresponde al tipo y condiciones de trabajo que tendrá la cadena de transporte .- Este factor es:

$$K_s = 1,5 \times 1,2 \times 1,4 \times 1,2 = 3,5$$

Ref . Link belt pg 27)

Luego la fuerza total de tracción a que están sometidas las cadenas de arrastre será :

$$T = 245.000 \text{ lbs } 3,5 = 885.000 \text{ lbs.}$$

Por tanto el Número de cadenas (N) será , considerando una resistencia a la tracción de la cadena de 80.000 lbs ( < 100.000 lbs que es el máximo ).-

$$\text{Luego : } N^{\circ} = \frac{885.000 \text{ lbs}}{80.000 \text{ lbs}} = \underline{\underline{11,07 \text{ cadenas}}}$$

Luego como, según el diseño inicial de la mesa alimentadora, (por tanto necesitaré), los ángulos arrastradores van cogidos entre cada dos cadenas, por tanto necesitaré un número par de cadenas ;

12

d).- Cálculo de los ángulos arrastradores .-

Asumpciones preliminares:

Idealizando el sistema, y considerando las dimensiones del proyecto inicial de la mesa y sus características preliminares:

- ángulo (tipo L ) .- uso éstos pues son de menor costo, y además no necesitaré elementos de mayor resistencia, como una viga I, por ejemplo .

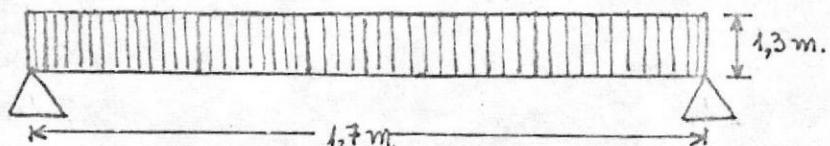
- Estos ángulos van sujetos a cada par de cadenas , en sus extremos, cada 4 tramos de cadena , es decir cada 1,3 mts.

- La disposición de dichos ángulos es en vértice hacia arriba, ( Según el diseño inicial ) es porque se obtiene una mayor resistencia a la flexión que si se usara con la una cara asentada sobre la mesa; además es la posición adoptada, sirve para evitar que caiga mucha tierra por abajo, lo que podría ocasionar daños en el sistema impulsor de la mesa .-

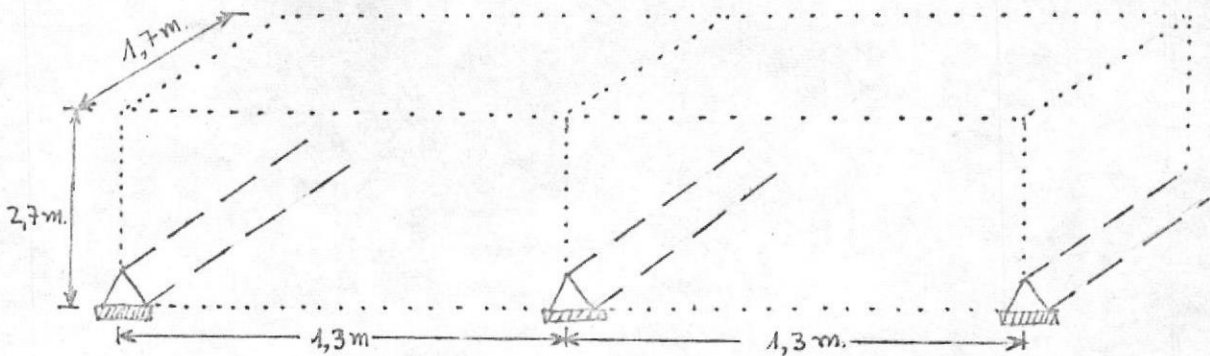
- ¿ El porqué de dicho diseño? Pues es mucho más económico que usar una cadena de rodillos con barajas, como en el conductor P Principal; y es igualmente eficiente y seguro , la prueba está que la misma disposición es usada en mesas alimentadoras en Perú ( ingenio de Casa Grande, Pucalá, etc así mismo en Brasil.-

Ahora si, considerando que la longitud de cada ángulo arrastrador según el diseño inicial es más o menos de 1,7 mts. en primera instancia ; y tomando en cuenta que arrastra una carga de caña de 1,3 mts de longitud y que la altura de dicha carga es de 2,6 mts .-

Luego idealizando el problema de cada ángulo con su carga uniformemente distribuida :



ya que en realidad :



suponiendo que los carretones más grandes descargan compacta y uniformemente, y que los paquetes de caña descargados van seguidos uno junto a otro en la mesa alimentadora ; con lo cual me doy un rango de seguridad en el cálculo.

Cálculo.-

Como dato básico, considero como material de los ángulos , hierro fundido, cuya resistencia es :

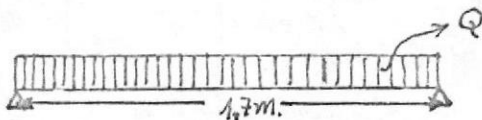
$$\sigma = 1.260 \text{ k/ cm}^2$$

( Ref.- Tabla .- Parte III .- Es fuego unitarios .- Compañía Fundidora de hierro y acero de Monterrey S.A.)

o

$$\sigma = 17.000 \text{ lbs / pulg}^2$$

(Ref:Manual of Steel Construcción pg 5-57 ).-



Q : Carga uniformemente distribuida.

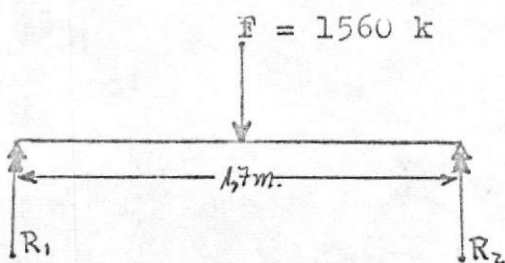
$$Q = \gamma \times \text{Area}$$

$\gamma$  = densidad del paquete de caña  $\approx 280 \text{ k/ m}^3$

Luego:

$$Q = 280 \frac{\text{k}}{\text{m}^3} \times ( 1,3\text{m} \times 2,7 \text{ m} ) = 280 \times 3,5 = 950 \text{ k /m}$$

a) Cálculo de las reacciones :

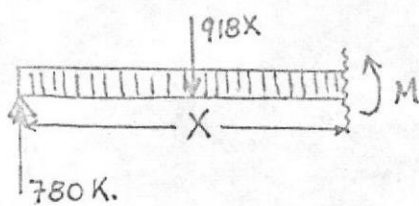


$$F = 950 \frac{\text{k}}{\text{m}} \times 1,7\text{m} = 1.560 \text{ K.}$$

(que actúa en el centro, pues asumo carga uniformemente distribuida.)

$$R_1 = R_2 = 780 \text{ K.}$$

b) Cálculo del momento flector máximo:



$$M_o - 1,5 = 780X - 950 \frac{X^2}{2}$$

$$M_o - 1,5 = 780X - 475 X^2$$

$$\frac{dM}{dx} = 0 = 780 - 950X \quad \therefore \quad X = \frac{780}{950} = 0,82m.$$

Luego : M. máximo =  $780 \times 0,82 - 475 \times 0,67$   
 para  $x = 0,82m = 639 - 319 = 320 \text{ K} - m$

Ahora encuentro las dimensiones mínimas permisibles para el ángulo:

Sé que  $\sigma =$  flexión máxima =  $1.260 \text{ K/cm}^2$

Luego:  $\sigma = \frac{M}{Z} ; Z = \frac{M}{\sigma} \left( = \frac{I}{C} \right)$

$$Z = \frac{320 \text{ K-m}}{1260 \text{ K/cm}^2 \times \frac{10^4 \text{ cm}^2}{1m^2}} = 0,25 \times 10^{-4} m^3.$$

$$= 25 \text{ cm}^3 \quad ( = 1,6 \text{ pulg}^3 )$$

Con este dato de  $Z = 25 \text{ cm}^3$ , voy a la tabla de la Compañía Monterrey S.A., que tengo que las dimensiones mínimas que deben tener los ángulos arrastradores es :

101,6mm x 101,6mm x 9,5mm

o en pulgadas : 4" x 4" x 3/8" ( Ref. Manual of Steel Construcción pag 1 - 28 , para un valor  $s = 1,6 \text{ pulg}^3$  ).-

NOTA: pero considerando un factor de seguridad, debido a los impactos sufridos por la descarga de caña, arranques, paradas etc.; desgaste; y sobre todo que al idealizar el sistema, no consideré la carga que es arrastrada entre cada ángulo lo ancho de la mesa.- Por todo ello consideraré un espesor de ángulo de 1/2" o sea 12,7mm.

Es decir que los ángulos arrastradores serán de:

101,6 mm x 101,6mm x 12,7 mm

o

4" x 4" x 1/2"

que equivalen a un valor de  $Z = 32,3 \text{ cm}^3$  o  $S = 2,4 \text{ pulg}^3$

Resumiendo lo anterior, tengo que necesitaré ángulos arrastradores con las siguientes características :

Ref. Catálogo de Compañía Monterrey

- a) Ángulos tipo L de lados iguales .
- b) Dimensiones 101,6 x 101,6 x 12,7mm.
- c) Peso : 19,05 k/m
- d) Superficie = 24,19  $\text{cm}^2$
- e) Mom de Inercia (I) = 231,4  $\text{cm}^4$
- f)  $r = 3,10 \text{ cm}^4$
- g)  $S = 32,3 \text{ cm}^3$
- h)  $X = 2,99 \text{ cm}$

eje X - X  
Y  
eje Y - Y

eje Z - Z .- i)  $r_{\text{minimo}} = 1,98 \text{ cm}$

o se puede pedir el material a U.S.A. , basándose en el manual of steel construction : Pg 1 - 28).

- a) ángulos L de lados iguales
- b) dimensiones = 4" x 4" x 1/2 "
- longitud = 1,7 mts
- c) peso / pie = 12,8 lbs / pie
- d) Area = 3,75  $\text{pulg}^2$

I = 5,6  $\text{pulg}^4$   
S = 2,4  $\text{pulg}^3$   
r = 1,22 pulg  
X o Y = 1,18 pulg. } eje X - X  
Y  
eje Y - Y

eje Z - Z .-  $r = 0,78 \text{ pulg.}$

e ) .- cálculo de la plancha base.-

Consideraciones preliminares .-

e' ) Pesos soportados por la plancha .-

1) Peso de los ángulos arrastradores : Al usar ángulos cada 1,3 mts en longitud de cadena , necesitaré sobre la plancha más o menos , 10 ángulos por cada par de cadenas ; como son

seis pares, necesitaré en total 60 ángulos , más o menos, sobre la plancha , de 1,9 mt de long cada / ángulo.-

Suponiendo que debajo ( : las cadenas no deben estar templadas ) haya más o menos 80 ángulos.

Luego en total la mesa soportará el peso de 140 ángulos arrastradores de 1,7 mts de log. (≈ 5,2 pies) cada / uno.

Como sé que cada ángulo : peso / pie = 12,8 lbs ; y que la longitud de total de los ángulos es:

$$140 \times 5,2 = 728 \text{ pies}$$

$$\text{Por tanto : } 728 \text{ pies} \times 12,8 \frac{\text{lbs}}{\text{pie}} = 9.500 \text{ lbs.}$$

2 ) Peso de las 12 cadenas arrastradoras :

Sé que las cadenas # 698 pesan 11,4 lbs/pie

. considerando que cada cadena tendría más o menos 92pies, si estuviera templada, pero como ella debe estar floja, colgando por debajo de la mesa, guiada por un rueda loca, considero por ello 8' más de cadena ; por tanto , para cada cdena :

$$92' + 8' = 100 \text{ pies de longitud.}$$

Luego :

$$\text{Peso de una cadena} = 11,4 \frac{\text{lbs}}{\text{pie}} \times 100 \text{ pies} = 1.140 \text{ lbs.}$$

$$\text{I como son 12 cadenas : } 1.140 \times 12 = 13.800 \text{ lbs}$$

3 ) Por tanto el peso total de las cadenas con los ángulos arrastradores, será : 13.800 + 9.500 = 23.300 lbs.

e " ) Asumo carga uniformemente distribuída.

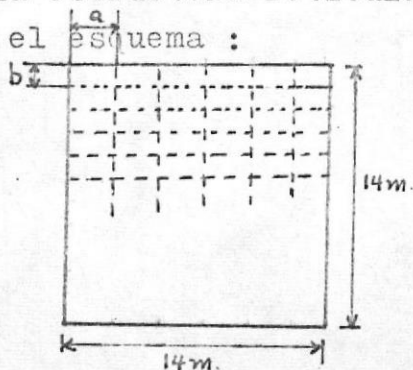
- Cálculo de la plancha base :

1 ) Fuerzas que actúan :

ⓑ  $F_t$  = peso máximo total de la caña, considerando la mesa totalmente cargada + peso de las cadenas con los ángulos arrastradores, más un factor de seguridad.

2) Considerando que la plancha base es soportada directamente por una estructura reticular de Vigas;

Según el esquema :



$$a = 1,16 \text{ m} = 42''$$

$$b = 2,34 \text{ m} = 84,5''$$

Luego , escogiendo una sección rectangular(a x b), y considerando que es el caso de una placa bajo carga uniforme ( p<sub>o</sub> ) empotrada en todos sus lados ( ref. caso # 24.- Pag 134.- Advanced strenght of Materials por Ben Hartog ).-

$$\textcircled{C} \quad p_o = \frac{Ft}{14 \times 14} ; \quad \text{Considerando , la mesa alimentadora totalmente llena.}$$

$$Ft = 420.000 \text{ lbs} + 23.000 \text{ lbs} \approx 450.000 \text{ lbs.}$$

( sin considerar el factor de seguridad)

Luego en C :

$$p_o = \frac{450.000 \text{ lbs}}{1} = \frac{450.000 \text{ lbs}}{300.000 \text{ pulg}^2} = 1,5 \text{ lbs} / \text{pulg}^2$$

Pero considerando un factor de seguridad de 100 % respecto a casos de sobrecarga , impactos debido a la descarga de caña sobre la mesa , y sobre todo debido al inmenso desgaste de dicha plancha , sobre las que se arrastran las cadenas con sus ángulos llevando la caña la cual va con tierra y agua lo cual da lugar a un gran de desgaste de la plancha . Por todo ello, consideraré para efectos del cálculo :

$$p_o = 3 \text{ lbs} / \text{pulg}^2$$

3 ) Si uso como material de la plancha : Acero estructural ASTM A-7 , cuya  $\sigma_f$  máxima = 20.000  $\frac{\text{lbs}}{\text{pulg}^2}$  ( Ref Manual of steel Construction).

4 ) Analizando una de las secciones rectangulares de la plancha:

$$\textcircled{D} \quad M_f \text{ máx} = \gamma \times p_o \times a^2$$

Ref. Advanced strenght of materials pág 134 caso #24

Donde:  $p_o = 3 \text{ lbs} / \text{pulg}^2$

$$\gamma = 0,0829 \text{ -- para } b/a = 2$$

$$a = 42 \text{ pulg.}$$

Luego reemplazo estos valores en  $\textcircled{D} =$

$$M_f \text{ máx} = 0,083 \times 3 \times 1764 = 423 \text{ lbs} - \text{pulg}$$

Conociendo este valor calcularé el espesor mínimo ( t ) de la plancha que necesitaré :

$$\text{Según : } t_{\text{mínimo}} \text{ (espesor)} = \sqrt[2]{\frac{6 Mf \text{ máx}}{\sigma \text{ máx}}}$$

Ref.- Advanced Strength of Materials .- Ec # 68 .- Pag 127 )

$$t_{\text{mínimo}} = \sqrt{\frac{6 \times 423}{20.000}} = \sqrt{\frac{2.538}{20.000}} = 0,36 \text{ " } \approx 3/8 \text{ "}$$

Ahora voy encontrar la deflexión máxima ( W máx ) que sufrirá la plancha

con  $t = 3/8 \text{ "}$  :

$$\textcircled{E} \text{ W máx.} = u \frac{p_0 a^4}{E t^3} \quad \text{Ref.- Advanced Strength of Materials. caso \# 24 Pag. 134.}$$

donde :  $u = 0,0277$  ---- para  $b/a = 2$  ( referencia Pag 134  
 $p_0 = 3 \text{ lbs / pulg}^2$

$$a^4 = (42 \text{ pulg} )^4 = 3,1 \times 10^6 \text{ lbs/pulg}^4.$$

$E$  acero = módulo de elasticidad =  $30 \times 10^6 \text{ lbs/pulg}^2$   
 ( Ref.- Proyecto en Ingeniería Mecánica .- Shigley .- pg 621 .- tabla A ).

$$t^3 = (0,36 \text{ pulg} )^3 = 0,042 \text{ pulg}^3$$

Luego en  $\textcircled{E}$  :

$$\text{W máx.} = \frac{0,027 \times 3 \times 3,1}{30 \times 10^6 \times 0,042}$$

$$\left( \frac{w = \frac{\text{lbs/pulg}^2 \times \text{pulg}^4}{\text{lbs/pulg}^2 \times \text{pulg}^3} = \text{pulg} \right)$$

$$\text{Wmáx.} = \frac{243 \times 10^3}{30 \times 10^6 \times 42 \times 10^3} = 0,19 \text{ "}$$

Por tanto, usaré una plancha de mayor espesor que  $3/8 \text{ "}$ , y que será de  $1/2 \text{ "}$ , con lo cual obtendré una mayor deflexión:

$$t^3 = (0,5 \text{ pulg} )^3 = 0,125 \text{ pulg}^3$$

$$\begin{aligned} \text{Luego: W máx.} &= \frac{0,027 \times 3 \times 3,1}{30 \times 10^6 \times 0,125} = \frac{243 \times 10^3}{30 \times 10^6 \times 125 \times 10^3} \\ &= \underline{0,07 \text{ "}} \end{aligned}$$

I con esto llego a la conclusión que será conveniente usar una

una plancha de 1/2 " en lugar de la 3/8, si se quiere una mucha mayor duración ; considerando además que por lo general los sistemas de lavado de caña van colocados sobre la mesa alimentadora con lo cual aumenta considerablemente el desgaste de la plancha base.

F ) Consideraciones de las planchas laterales de la mesa.-

Por lo general, dichas planchas se las usa de hierro de 1/4 " de espesor , pues el desgaste no es mayor , así como tampoco soportan esfuerzos mayores de contención .- eso si irán asegurando a la estructura general por medio de ángulos y platinas, pegados a las caras, para que no se doblen , así como cada cierto tramo en longitud será soportado por las columnas externas de la estructura básica.

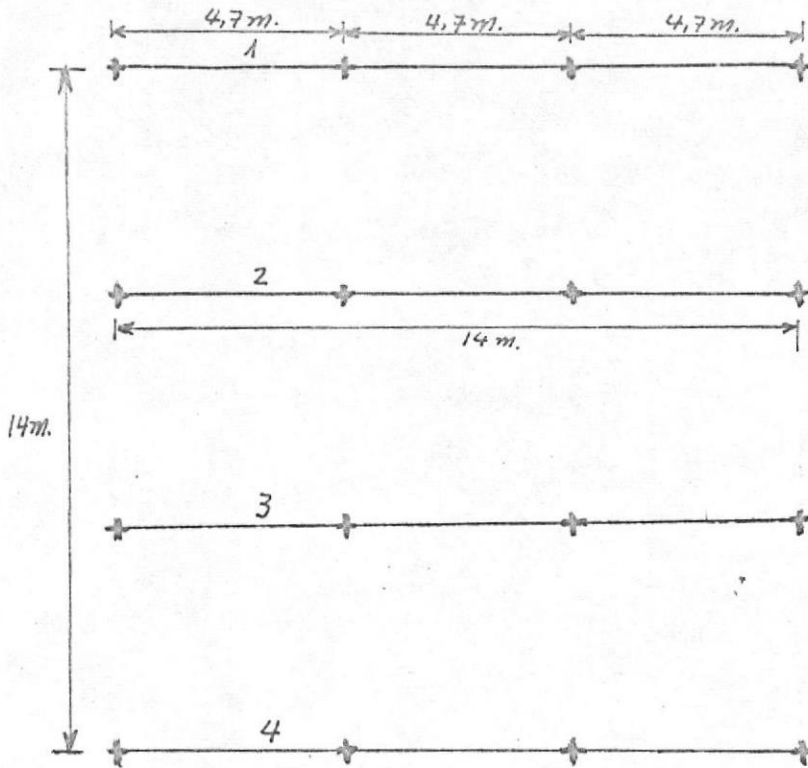
( Ref.- Según plano N ° V-2. )

CAPITULO VI

CALCULO Y DISEÑO DE LA ESTRUCTURA QUE SOPORTARÁ  
AL SISTEMA.

ESQUEMA DEL SISTEMA ESTRUCTURAL SOPORTANTE DE LA MESA

A) Sistema estructural base.-

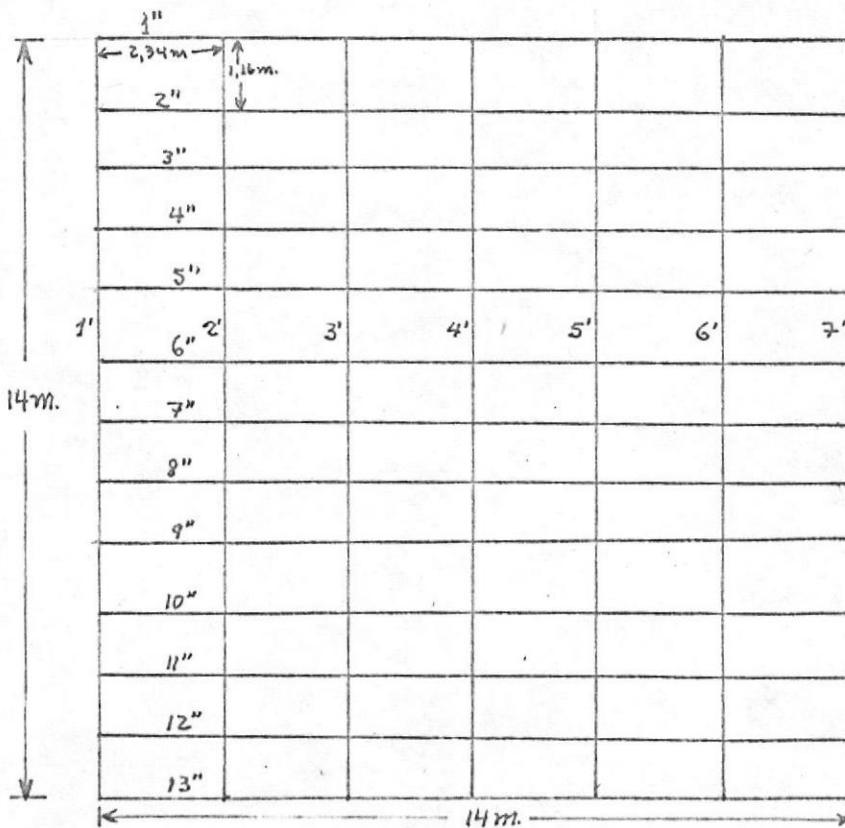


Descripción:

—: 1, 2, 3, 4, vigas transversales grandes, apoyadas sobre columnas.

+ : columnas

B) Sistema estructural en contacto directo con la plancha.-



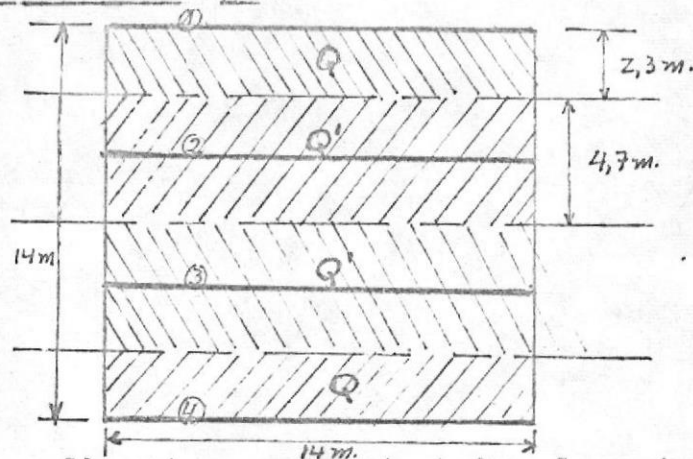
1' a 7' : vigas grandes longitudinales que están sobre las cuatro grandes transversales anteriores.

1'' a 13'' : vigas pequeñas transversales que van unidas (soldadas) a las vigas grandes longitudinales.- (Ref. plano VI - 1)

I). Cálculo de las vigas de la Estructura.-

A.- Cálculo del sistema estructural base .- ( Vigas 1-2-3-4 ).-

- Cargas actuantes en cada viga.-



Q = Carga total ( en lbs/mt. ) actuante sobre las vigas 1 y 2

Q' = Carga total ( en lbs/mt ) actuante sobre las vigas 3 y 4

Cálculo de Q .-

Q = Carga debida a la caña soportada por la viga, (W), suponiendo que la mesa está cargada totalmente, con carga uniformemente distribuida; y considerando que descargan sólo los carretones más grandes, que tienen de ancho = 3mts., que del ser descargada la caña sobre la mesa, este valor de 3mts., será igual la altura del colchón de caña. ( ; en realidad es menor, pero para seguir en el cálculo , lo asumo de 3 mts. )

a). Cálculo del W .- ( en lbs/mt. ) .-

Considerando que la densidad de caña, como es recogida y depositada en los carretones es =  $350 \text{ K/m}^3$  como lo ví anteriormente; y conociendo la altura del colchón (3 mts. ), y el largo de mesa ocupado por la carga actuante sobre las vigas 1 y 4 (= 2,3 mts. )

$$\begin{aligned} \therefore W &= \rho \times \text{area} \\ &= 350 \text{ K/m}^3 \times (2,3 \text{ m} \times 3 \text{ m} ) \\ &= 2.420 \text{ K/mt.} \\ &= 4.850 \text{ lbs/mt. } \end{aligned}$$

b). Cálculo de V .-

$$V = 5.000 \text{ lbs}/14 \text{ mts.} = 360 \text{ lbs/mt.}$$

$$\begin{aligned} \therefore Q &= W + V = 4850 \text{ lbs/mt.} + 360 \text{ lb/mt.} \\ &= 5.200 \text{ lbs/mt (asumiendo carga uniformemente distribuida).} \end{aligned}$$

∴ asumo que las vigas 1 y 4, soportarán una carga uniforme distribuida de = 5.200 lbs/ mt. ; pero para darme un factor de seguridad, y considerando que para casos de estructuras que soportan conductores , elevadores, etc. que elevan carga, se les da un fac

tor de seguridad del 100 % ( Ref. manual of Steel Construction P. 5-13)

$$\therefore Q = 10.000 \text{ lbs/mt.}$$

Cálculo de Q' .-

$$Q' = W' + V'$$

donde:

$$W' = 350 \text{ K/m}^3 ( 4,7\text{m} \times 3\text{m} )$$

$$W' = 4.900 \text{ K/mt.}$$

$$( = 9.800 \text{ lbs/mt.} )$$

$$V' = \frac{166600 \text{ lbs}}{14\text{mt.}} = 710 \text{ lbs/mt.}$$

$$\therefore Q' = 9.800 \text{ lbs/mt.} + 710 \text{ lbs/mt.} \\ = 10.500 \text{ lbs/mt}$$

pero considerando el factor de seguridad anteriormente expuesto:

$$Q' \approx 21.000 \text{ lbs/mt.}$$

Compruebo si la suma de las cargas W y W', haciendolas puntuales, me dan  $\approx 210 \text{ T.}$ , que es lo que asumí inicialmente, que cargará la mesa totalmente llena.-

$$a) W = 2,4 \text{ Tons.} \times 14 \approx 34 \text{ Tons.}$$

$$2 \times W = 68 \text{ Tons.}$$

$$b) W' = 4,9 \text{ Tons.} \times 14 = 69 \text{ Tons.}$$

$$2W' = 138 \text{ Tons.}$$

$$\therefore 2W + 2W' = 206 \text{ Tons.} ( \approx 210 \text{ tons.} )$$

Cálculo y Selección de Viga 4.-

Voy a ver el tipo de viga W F (Wide Flange) que voy a usar; la uso pues es la aconsejada cuando hay vigas soportadas lateralmente con sus características y dimensiones adecuadas para soportar el M. = flector que se producirá debido a las cargas actuantes, considerando la resistencia a la flexión del material a usar en la viga.

$$\text{Se que : } \sigma = \frac{MY}{I}$$

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{MC}{I} = M/I/C$$

Donde:  $\left\{ \begin{array}{l} M = \text{m. flector máximo.} \\ C = \text{Distancia del centro de la sección de la viga a la superficie más externa.} \\ I = \text{Momento de inercia de la sección, con respecto al eje que pasa por el Centro de Gravedad.} \end{array} \right.$

$$\text{El valor } I/C = Z$$

Donde:  $Z$  = módulo de la sección de la viga; que es un valor corriente que me sirve como referencia para ver el tipo de viga I a usar, en el Manual of Steel Construction: (  $Z=S$  )

$$\text{Luego: } \sigma_{\text{máx.}} = \frac{M_{\text{máx}}}{Z}$$

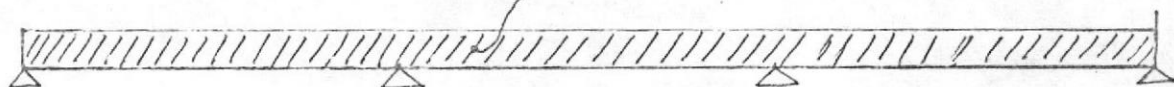
$$\therefore Z = \frac{M_{\max}}{\sigma_{\max}}$$

A. Cálculo del  $M_{\max}$  .-

En esta viga actúa una carga que le asumo uniformemente distribuída, para efectos de cálculo, idealizando el sistema:  $Q$

Esquematisando esta viga con una carga, tendré que :

$Q = 10.000 \text{ lbs/mt.}$



Como tengo un sistema estaticamente indeterminado., procedo a aplicar el método de Cross-morgan, para la resolución de estos casos, y encontrar usé el  $M_{\max}$ . que se produce .-

	0		1		2		3		4	
	$\alpha$	$\beta$	$\alpha$	$\beta$	$\alpha$	$\beta$	$\alpha$	$\beta$	$\alpha$	$\beta$
	0	1	0.5	0.5	0.5	0.5	1	0	0	0
$M_D \rightarrow$	-18.330		-18.330	-18.330			-18.330	-18.330		-18.330
$M_d \rightarrow$	18.330		0	0			0	0		18.330
	0		-9.165	0			0	-9.165		0
	0		4.582	-4.582			-4.582	4.582		0
	-2.291		0	2.291			2.291	0		-2.291
	2.291		1.145	-1.145			-1.145	1.145		2.291
	-572		-1.145	572			572	-1.145		-572
	572		858	-858			-858	858		572
0	0		-22.055	-22.055			-22.055	-22.055		0

Cálculo del  $M_{\max}$ . que se produce en la viga.-

Cálculo de la  $M_i$  y  $M_d$  .-

$$M_i = -(M_1 - M_2) \alpha$$

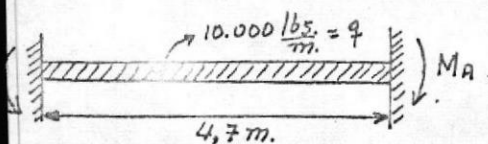
$$M_d = (M_1 - M_2) \beta$$

$$\alpha = \frac{l_d}{l_d + l_i}$$

$$\beta = 1 - \alpha$$

A. Cálculo de  $M_i$  y  $M_d$  .-

Sección 0-A .- Según el metodo de Cross.-



$$M_0 = M_A = -1/12 \times q l^2 \quad (\text{Ref. Tabla A-2 Shigley})$$

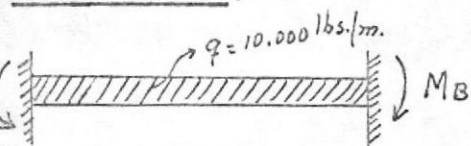
$$\therefore M_0 = M_A = -1/12 \times 10.000 \text{ lbs/mt.} \times (4,7 \text{ m.})^2$$

$$= -1/12 \times 10.000 \times 22$$

$$M_0 = M_A = -18.330 \text{ lbs-mt.}$$

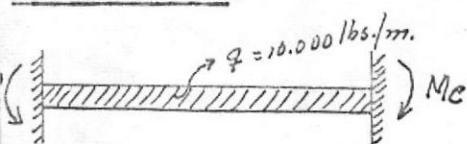
Como los otros dos tramos de la viga tienen la misma carga y una longitud igual a la del tramo 0-A; luego:

Sección A-B.-



$$M_A' = M_B = 18.330 \text{ lbs-mt.}$$

Sección B-C.-



$$M_B' = M_C = -18.330 \text{ lbs-mt.}$$

B). Cálculo de los  $M_i$  y  $M_d$  .-

• Para nudo 0.-

$$M_i = -[0 + 18.330] \times 0 = 0$$

$$M_d = 18.330 \times 1 = 18.330$$

• Para nudo A.-

$$M_i = -[-18.330 + 18.330] \times 0,5 = 0$$

$$M_d = 0$$

• Para nudo B.-

$$M_i = -[-18.330 + 18.330] \times 0,5 = 0$$

$$M_d = 0$$

• Para nudo C.-

$$M_i = -[-18.330 - 0] \times 1$$

$$= 18.330$$

$$M_d = 0$$

B!) Cálculo de la  $M_i$  y  $M_d$  ( 2da. aprox.)

• Para nudo 0.-

$$M_i = 0$$

$$M_d = 0$$

• Para nudo A.-

$$M_i = -[-9.165 - 0] \times 0,5 = +4.582$$

$$M_d = (-9.165) \times 0,5 = -4.582$$

• Para nudo B.-

$$M_i = -[9.165] \times 0,5 = -4.582$$

$$M_d = 9.165 \times 0,5 = 4.582$$

. Para nudo C.-

$$M_i = 0$$

$$M_d = 0$$

Cálculo de  $M_i$  y  $M_d$  (3era. aprox.) .-

. Para nudo O.-

$$M_i = -[-0 + 2.291] \times 0 = 0$$

$$M_d = (2.291) \times 1 = 2.291$$

. Para nudo A.-

$$M_i = (0 - 2.291) \times 0,5 = -1.145$$

$$M_d = (-2.291) \times 0,5 = -1.145$$

. Para nudo B.-

$$M_i = -(2.291 - 0) \times 0,5 = -1.145$$

$$M_d = 2.291 \times 0,5 = 1.145$$

. Para nudo C.-

$$M_i = -[-2.291 - 0] \times 1$$
$$= 2.291$$

4ta. aproximación.-

. Para nudo O.-

$$M_i = (f 572) \times 0 = 0$$

$$M_d = 572 \times 1 = 572$$

. Para nudo A.-

$$M_i = -[-1.145 - 572] \times 0,5 = -858$$

$$M_d = 1.717 \times 0,5 = +858$$

. Para nudo C.-

$$M_i = -(-572) \times 1 = 572$$

$$M_d = 0$$

Ahora saco el  $M_p$  total para cada apoyo de la viga (ver cuadro anterior)

C). Cálculo de las reacciones ( $R_T$ ) en cada apoyo.-

$$\text{Se que: } R_T = R_h + R_i$$

donde:  $R_h$  = suma de las reacciones en función de los momentos que se producen en los apoyos, en función del Diagrama de momento.

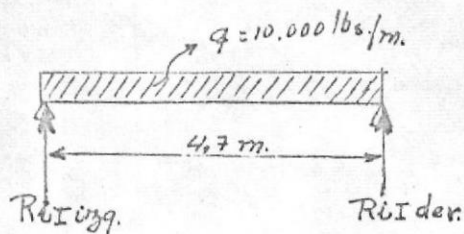
$R_i$  = Reacciones en funciones de las fuerzas actuantes en la viga.

C'). Cálculo de las  $R_i$  y  $R_h$  .-

. Sección I(O-A).-

$$M_o = 0$$

$$M_a = -22.050$$



$$R_{iI} \text{ izq.} = 1/2 q l$$

$$= 1/2 \times 10,000 \times 4,7$$

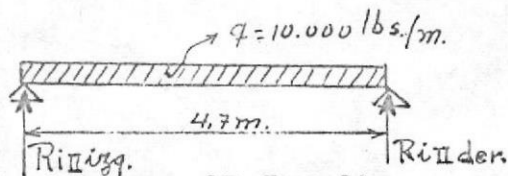
$$= 23,500 \text{ lbs.}$$

$$R_{iI} \text{ der.} = 23,500 \text{ lbs.}$$

$$R_{hI} \text{ izq.} = \frac{0 - 22,050}{4,7} = -4,700 \text{ lbs.}$$

$$R_{hI} \text{ der.} = \frac{22,050 - 0}{4,7} = 4,700 \text{ lbs.}$$

Sección II (A=B).



$$R_{iII} \text{ izq.} = 23,500 \text{ lbs.}$$

$$R_{iII} \text{ der.} = 23,500 \text{ lbs.}$$

$$M_A = -22,050$$

$$M_B = -22,050$$

$$R_{hII} \text{ izq.} = \frac{22,050 - 22,050}{4,7} = 0$$

$$R_{hII} \text{ der.} = 0$$

Sección III (B=C).

$$R_{iIII} \text{ izq.} = 23,500 \text{ lbs.}$$

$$R_{iIII} \text{ der.} = 23,500 \text{ lbs.}$$

$$M_B = -22,050$$

$$M_C = 0$$

$$R_{hIII} \text{ izq.} = \frac{22,050 - 0}{4,7} = 4,700$$

$$R_{hIII} \text{ der.} = \frac{0 - 22,050}{4,7} = -4,700$$

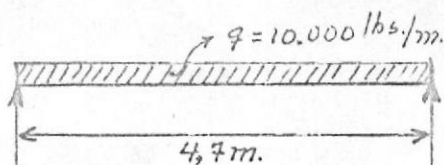
Luego haciendo 1 tabla de los valores de  $R_t$  para cad apoyo:

$R_i$	$R_0$ 23,500 lbs.	$R_A$ 23,500	$R_B$ 23,500	$R_C$ 23,500	$R_D$ 23,500	$R_E$ 23,500
$R_h$	-4,700	4,700	0	0	4,700	-4,700
$R_t$	18,800	28,200	23,500	23,500	28,200	18,800
	18,800 lbs.	51,700	51,700	51,700	51,700	18,800

D). Cálculo del Momento flector máximo. - que se produce en la viga.

Para ello analizo el  $M_f$  en cada sección de la viga.

Sección 0-A.



$$R_O = 18.800$$

$$M_O = 0$$

$$R = 28.200$$

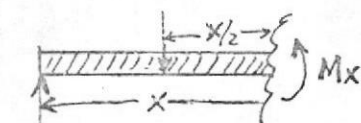
$$M_A = -22.050$$

$$\sum M = 0$$

$$-M_x + 18.800x - 10.000x \cdot \frac{x}{2} - 0 = 0$$

$$\therefore M_x = 18.800x - 5.000x^2$$

$$\text{para } x = 0 \text{ --- } M_x = 0$$



$$18.800 \text{ lbs.}$$

$$M_O = 0 \text{ lbs.-m.}$$

donde  $M_x$  es máximo  $\frac{dM}{dx} = 18.800 - 10.000x = 0$

$$x = \frac{18.800}{10.000} = 1,88 \text{ m.}$$

Luego:

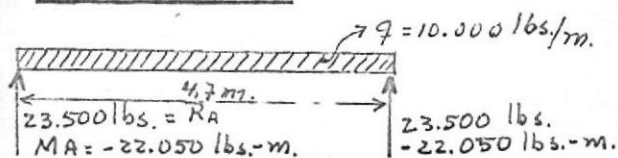
$$M_x \text{ ( para } x = 1,88) = M_f \text{ máx.} = 18.800 \times 1,88 - 5.000 \times 3,5$$

$$= 35.340 - 17.500$$

$$= 17.840 \text{ - Lbs. - mt.}$$

Este es  $M_{\text{máx.}}$  para la sección O-A de la viga .-

• Sección A-B.

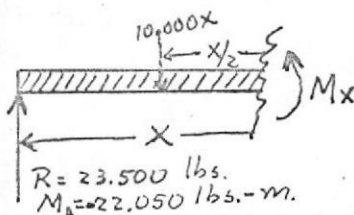


$$\sum M = 0$$

$$-M_x + 23.500x - 22.050$$

$$- 5.000x^2 = 0$$

$$M_x = 23.500x - 22.050 - 5.000x^2$$



$$R = 23.500 \text{ lbs.}$$

$$M_A = -22.050 \text{ lbs.-m.}$$

Saco el valor de  $x$  donde  $M_x$  es máximo:

$$\frac{dM}{dx} = 23.500 - 10.000x = 0$$

$$x = \frac{23.500}{10.000} = \underline{\underline{2,35 \text{ mts.}}}$$

Luego:

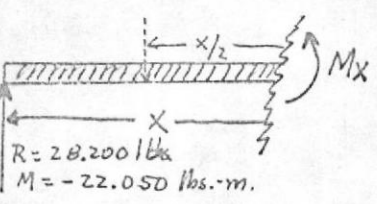
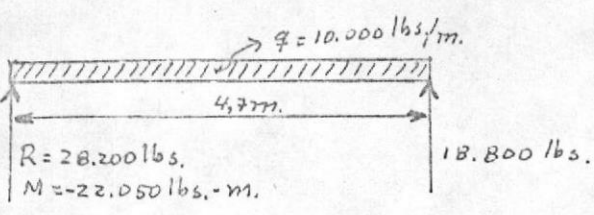
$$M_f \text{ máx.} = M_x \text{ ( para } x = 2,35 \text{ mts.)} =$$

$$23.500 \times 2,35 - 22.050 - 5.000 \times 5,5$$

$$= 55.225 - 22.050 - 27.500$$

$$\approx 5.700 \text{ lbs.-mt.} = M_{\text{máx.}} \text{ para la sección A-B}$$

• Sección B-C.



$$- M_x + 28,200x - 22,050 - 5,000x^2 = 0$$

$$M_x = 28,200x - 22,050 - 5,000x^2$$

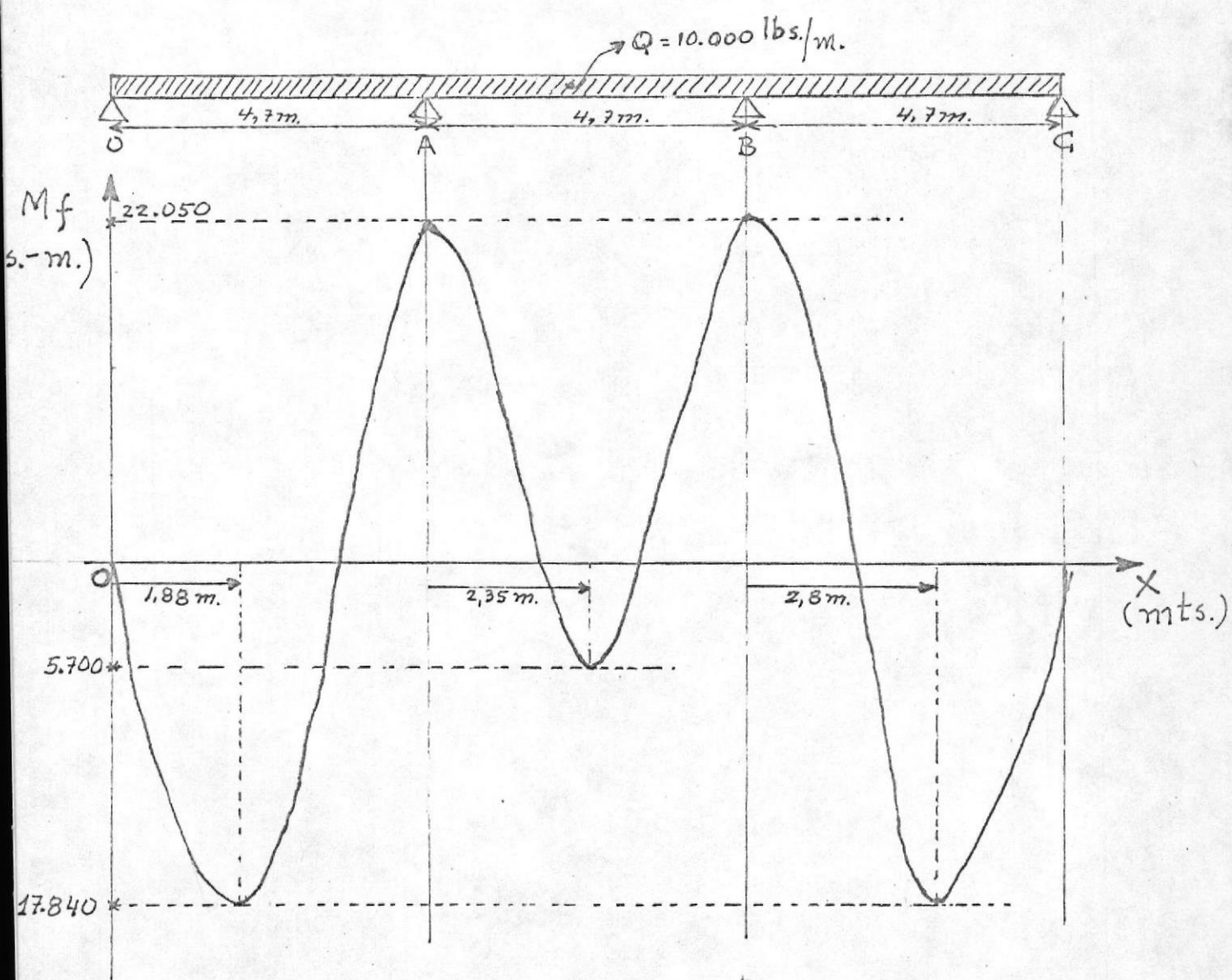
X — donde  $M_x$  es máximo:

$$\frac{dM_x}{dX} = 0 = 28,200 - 10,000x$$

$$X = \frac{28,200}{10,000} = 2,8 \text{ mts.}$$

∴  $M_{f \text{ máx.}} = M_x$  (donde  $x = 2,8$ ) =  $28,200 \times (2,8) - 22,050 - 5,000 \times 7,8 = 78,960 - 27,050 - 39,000 = 17,850 \text{ lbs.-mt.}$

Haciendo el Diagrama de Momento flector para la viga (4), apoyada en 4 puntos:



Examinando el Diagrama, encuentro que el  $M_{F\text{m}\acute{a}x.}$  que se produce en la viga 4 es :

$$M_{F\text{m}\acute{a}x.} = -22.000 \text{ Lbs-mt.}$$

$$(\approx -872.000 \text{ lbs-pulg.})$$

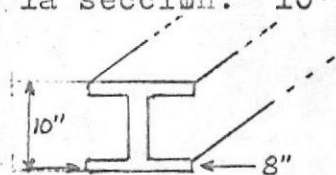
Cálculo y Selección de la viga.-

Con este valor de  $M_{F\text{m}\acute{a}x.}$ , voy a la ecuación A, y conociendo que voy a usar vigas tipo WF, cuyo material es acero estructural ASTM A-36 con  $\sigma_{flex.} = 22.000 \text{ lbs/pulg.}^2$  (Ref. manual of steel Construction P. 5-67)

$$\therefore Z = \frac{M_{\text{m}\acute{a}x}}{\sigma_{\text{m}\acute{a}x}} = \frac{872.000 \text{ lbs.pulg.}}{22.000 \text{ lbs/pulg.}^2}$$

$$\approx 40 \text{ pulg.}^3$$

Con este valor de Z, en primer lugar, por ser un valor grande, me decido por tipo WF, voy al manual of Steel Construction P. 2428, y veo que la viga tipo WF correspondiente a  $Z = 40 \text{ pulg.}^3 = 8$ , tée ne por dimensión de la sección:  $10'' \times 8'' = \text{alto} \times \text{ancho}$ .



Luego la viga 4 a usarse en la estructura base del sistema tendrá las siguientes características:

- tipo: WF
- dimensiones =  $10'' \times 8'' \times 14 \text{ mts.}$
- espesor =  $\frac{1}{2}''$  (ref. P. 1-16 manual of steel Construction).
- peso/pie = 39 lbs/pie.

Cálculo y Selección de las vigas 2 y 3.-

En cada una de estas vigas actúa una carga uniformemente distribuida que la considero en  $Q' = 21.000 \text{ lbs./mt.}$

Esquemmatizando una de estas vigas, tendré que:  $Q' = 21.000 \text{ lbs./m.}$

como es un sistema estáticamente (eterminado) indeterminado; aplico el metodo de Cross.-

α		β		α		β		α		β	
0 1		2 3		4 5		6 7		8 9		10 11	
-36.600		-36.600	-36.600		-36.600	-36.600		-36.600		-36.600	
36.600		0	0		0	0		0		36.600	
0		-18.300	0		0	-18.300		0		0	
0		9.150	-9.150		-9.150	9.150		9.150		0	
-4.570		0	4.570		4.570	0		0		-4.570	
4.570		2.285	-2.285		-2.285	2.285		2.285		4.570	
0		-43.500	-43.500		-43.500	-43.500		-43.500		0	
0		-43.500			-43.500			-43.500		0	

f total:

• Cálculo de los valores  $\alpha$  y  $\beta$ .

Se que como tengo una misma viga a todo lo largo de los 14 mts., de una sola sección y un mismo material, luego E e I son iguales por tanto; conociendo que:

$$\alpha = \frac{K_i}{K_i + K_d} \qquad \beta = 1 - \alpha$$

Y si  $K = \frac{4EI}{L}$

Luego:  $\alpha = \frac{\frac{4EIi}{l_i}}{\frac{4EIi}{l_i} + \frac{4EId}{l_d}} = \frac{l_d}{l_d + l_i}$

• Para nudo O.-

$$\alpha = \frac{0}{0 + 4,7} = 0$$

$$\beta = 1$$

• Para nudo A.-

$$\alpha = \frac{4,7}{4,7 + 4,7} = 0,5$$

$$\beta = 1 - 0,5 = 0,5$$

• Para nudo B.-

$$\alpha = 0,5$$

$$\beta = 0,5$$

• Para nudo C.-

$$\alpha = 1$$

$$\beta = 0$$

• Cálculo del  $M_f$  máx que se produce en la viga 3 y 4.-

• a). Cálculo de los  $M_i$  y  $M_d$  .-

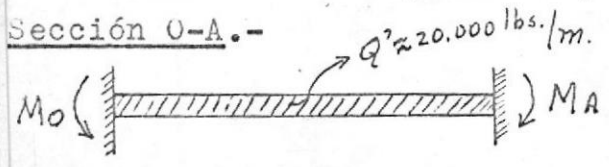
Se que:  $M_i = - (M_i - M_d) \alpha$

$$M_d = (M_i - M_d) \beta$$

• b). Cálculo de los  $M_i$  y  $M_d$  .-

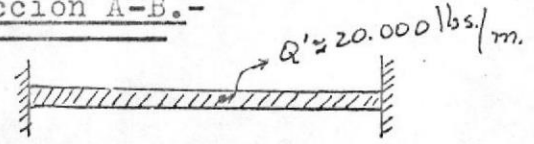
Según el método de Cross, considero cada sección de la viga, apoyada en sus 2 extremos, como empotrada en ellos.-

Sección O-A.-



$$M_o = M_A = - \frac{1}{12} q l^2 = - \frac{1}{12} \times 20.000 \times 22^2 = - 36.600 \text{ lbs.-mt.}$$

• Sección A-B.-



$$M_{A'} = M_B = - 36.600 \text{ lbs. mt.}$$

. Sección B-C.-

$$M_b' = M_c = - 36.600 \text{ lbs-mt.}$$

Ahora volvemos a:

a). Cálculo de los  $M_i$  y  $M_d$  en cada apoyo .-

. Para apoyo U.-

$$M_i = -[0+36.600] \times 0 = 0$$

$$M_d = 36.600 \times 1 = 36.600$$

. Para apoyo A.-

$$M_i = -[- 36.600 + 36.600] \times 0,5 = 0$$

$$M_d = 0$$

. Para apoyo B.-

$$M_i = 0$$

$$M_d = 0$$

. Para apoyo C.-

$$M_i = -[- 36.600 - 0] \times 1 = 36.600$$

$$M_d = 0$$

. Cálculo de  $M_i$  y  $M_d$  ( 2da. aproximación ).-

. Para apoyo U.-

$$M_i = 0$$

$$M_d = 0$$

. Para apoyo A.-

$$M_i = -[-18.300 - 0] \times 0,5 = 9.150$$

$$M_d = [-18.300] \times 0,5 = - 9.150$$

. Para apoyo B.-

$$M_i = -[0+18.300] \times 0,5 = -9.150$$

$$M_d = 18.300 \times 0,5 = 9.150$$

. Cálculo de  $M_i$  y  $M_d$  (3era. aproximación) .-

. Para apoyo U.-

$$M_i = -( 0+4570 ) \times 0,5 = 0$$

$$M_d = 4570 \times 1 = 4570$$

. Para apoyo A.-

$$M_i = - ( 0 - 4570 ) \times 0,5 = + 2285$$

$$M_d = ( - 4.570 ) \times 0,5 = - 2.285$$

. Para apoyo B.-

$$M_i = - ( 4.570 - 0 ) \times 0,5 = -2.285$$

$$M_d = 4.570 \times 0,5 = 2.285$$

. Para apoyo C.-

$$M_i = -[-4.570 - 0] \times 1 = 4.570$$

$$M_d = 0$$

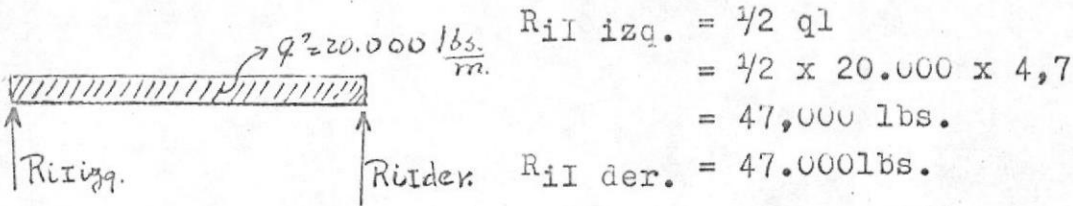
C). Cálculo de las Reacciones ( $R_T$ ) en cada apoyo.-

Sé:  $R_T = R_h + R_i$

donde:  $R_h$  y  $R_i$ : conceptos que se escribió para la viga 4.

C'). Cálculo de las  $R_i$  y  $R_h$ .-

Sección I (0-A) .-



Sé:  $M_0 = 0$  y  $M_a = -43.500 \text{ lbs.-mt.}$

$R_{hI} \text{ izq.} = \frac{0 - 43.500}{4,7} = -9.200 \text{ lbs.}$

$R_{hI} \text{ der.} = \frac{43.500 - 0}{4,7} = 9.200 \text{ lbs.}$

. Sección II (A-B) .-

$R_{iII} \text{ izq.} = 47.000 \text{ lbs.}$

$R_{iII} \text{ der.} = 47.000 \text{ lbs.}$

Sé:  $M_a = -43.500$  y  $M_B = -43.500$

$R_{hII} \text{ izq.} = \frac{M_a - M_b}{4,7} = \frac{43.500 - 43.500}{4,7} = 0$

$R_{hII} \text{ der.} = 0$

. Sección III (B-C) .-

$R_{iIII} \text{ izq.} = 47.000 \text{ lbs.}$

$R_{iIII} \text{ der.} = 47.000 \text{ lbs.}$

Sé que:  $M_B = -43.500$  y  $M_C = 0$

$R_{hIII} \text{ izq.} = \frac{43.500 - 0}{4,7} = 9.200 \text{ lbs.}$

$R_{hIII} \text{ der.} = -9.200 \text{ lbs.}$

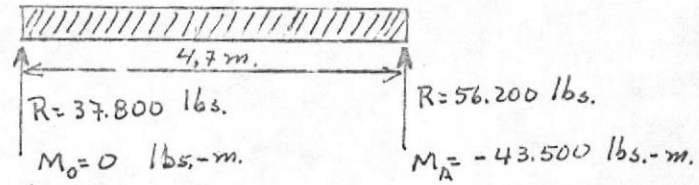
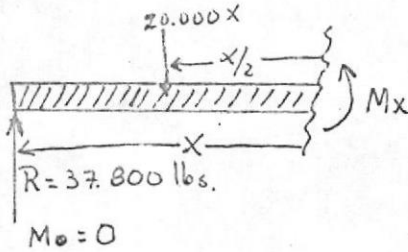
Luego haciendo una tabla para los valores de  $R_T$  para cada apoyo, tendré que:

	$R_i$	$47.000 \text{ lbs.}$	$47.000$	$47.000$	$47.000$	$47.000$	$47.000$
	$R_h$	$-9.200$	$9.200$	$0$	$0$	$9.200$	$-9.200$
	$R_T$	$37.800$	$56.200$	$47.000$	$47.000$	$56.200$	$37.800$
		$37.800 \text{ lbs.}$	$56.200$	$103.000$	$103.000$	$56.200$	$37.800$

Cálculo del momento flector máximo que se produce en la viga 3 y

4 .-  
Para ello analizo el  $M_F$  en cada sección de la viga, según método de Cross .-

• Sección O-A .-



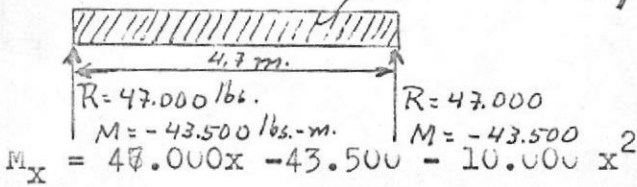
$$\sum M = 0$$

$$M_x = 37.800x - 10.000x^2$$

$$X \text{ (donde } M_x \text{ es máx.)} \approx 1,88 \text{ mts.}$$

$$\therefore M_{f\text{máx.}} = M_x \text{ (donde } X = 1,88\text{m)} = 37.800(1,88) - 10.000(3,5) = 70.780 - 35.000 = 35.780 \text{ lbs.mt.}$$

• Sección A-B .-  $q' = 20.000 \text{ lbs./m.}$



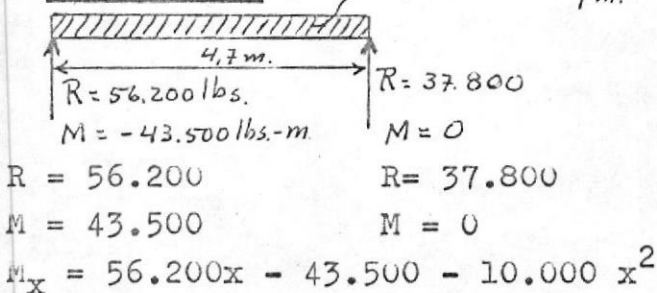
X donde  $M_x$  es máximo:

$$\frac{dM_x}{dx} = 47.000 - 20.000x = 0$$

$$X = \frac{47.000}{20.000} = 2,35 \text{ mts.}$$

$$\therefore M_{f\text{máx.}} = M_x \text{ (donde } x = 2,35\text{m)} = 47.000 \times 2,35 - 43.500 - 10.000 \times 5,5 = 110.400 - 43.500 - 55.000 = 12.000 \text{ lbs.-mt.}$$

• Sección B-C .-  $q' = 20.000 \text{ lbs./m.}$



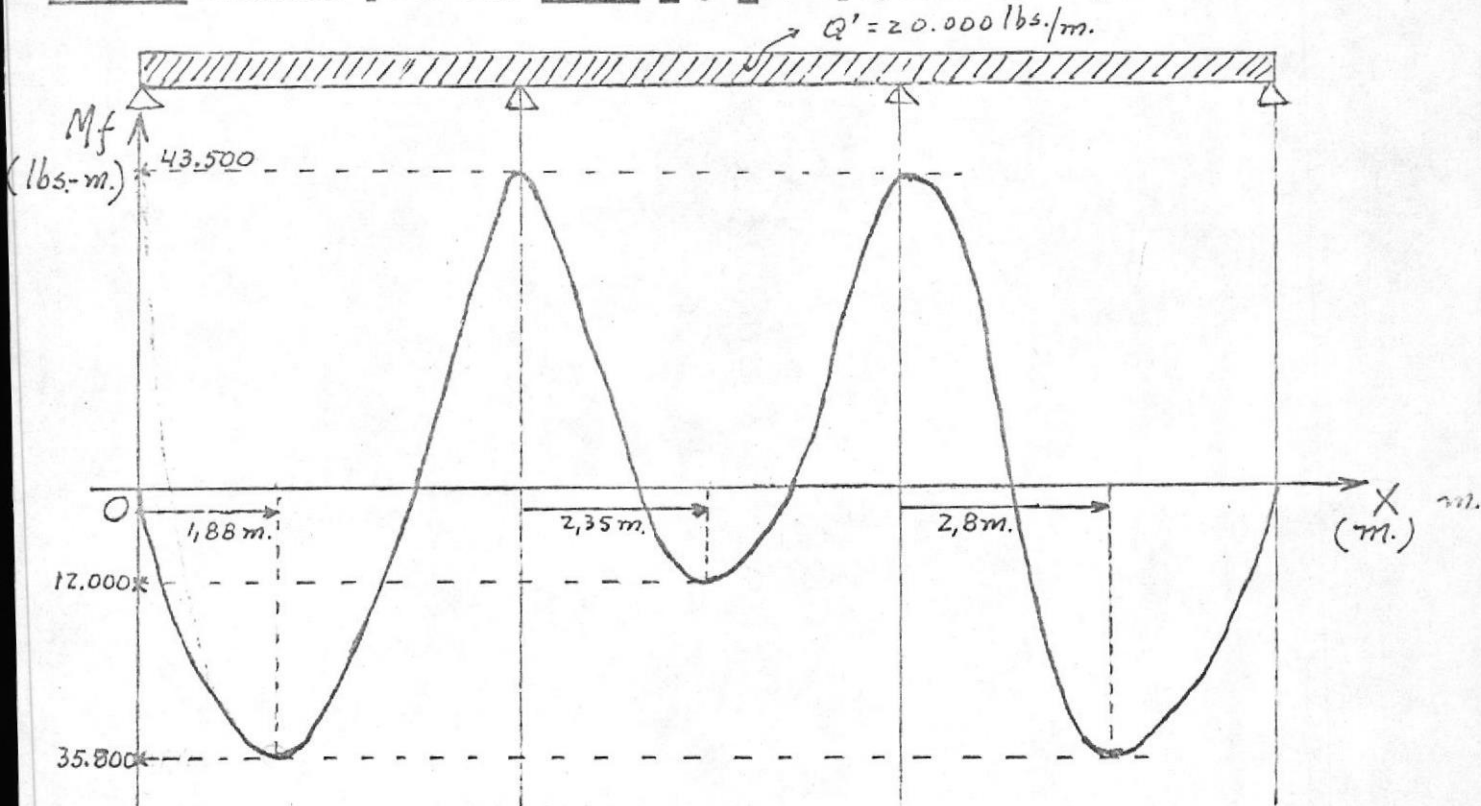
X donde  $M_x$  es máxima:

$$\frac{dM_x}{dx} = 0 = 56.200 - 20.000 \cdot x$$

$$x = \frac{56.200}{20.000} = 2,8 \text{ mts.}$$

$$\begin{aligned}
 M_{f\text{máx}} &= M_x \text{ (donde } x = 2,8\text{m)} = \\
 &= 56.200x(2,8) - 43.500 - 10.000 \times 7,8 = \\
 &= 157.300 - 43.500 - 78.000 \\
 &= 35.800 \text{ lbs-mt.}
 \end{aligned}$$

Con los resultados obtenidos anteriormente, hago el Diagrama del Momento flector para las vigas 2 y 3; apoyadas en 4 puntos:



veo que el  $M_f$  máx que se produce en las vigas 3 y 4, es:

$$\begin{aligned}
 M_{f\text{máx}} &= 43.500 \text{ lbs-mt.} \\
 &(\approx 1'700.000 \text{ lbs.-pulg.})
 \end{aligned}$$

• Cálculo y selección de la viga adecuada.-

Con este valor de  $M_{f\text{máx}}$ , voy a la ecuación A, y conociendo que voy a usar vigas tipo WF, de material: acero estructural ASTM-A36, cuya

$$\sigma_{flex} = 22.000 \text{ lbs/pulg}^2$$

$$\begin{aligned}
 \therefore Z &= \frac{M_{\text{máx}}}{\sigma_{\text{máx}}} = \frac{1'700.000}{22.000} \\
 &= 76 \text{ pulg.}^3
 \end{aligned}$$

Con este valor de Z; en primer lugar me decido por tipo WF, por ser un valor de Z elevado, y para ahorrar espacio, encuentro en el manual of Steel Construction P. 2-28, y veo que la viga tipo WF correspondiente a  $Z = 73,1 \text{ pulg.}^3 = S$ ; que tiene una sección cuyas dimensiones son: 10" x 10" (altura por ancho).

• Las vigas 2 y 3 que voy a usar en la estructura base, son de las siguientes características:

- tipo: WF
- Dimensiones: 10" x 10" x 14 mts.

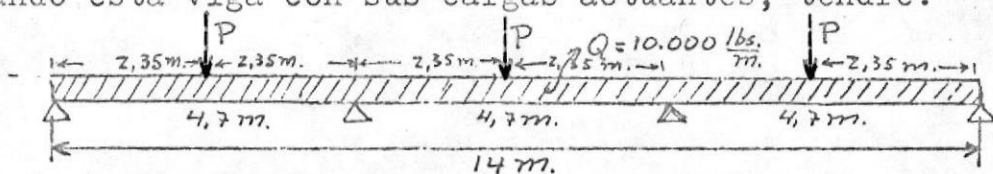
b'). espesor: flange =  $3/4"$   
 web =  $7/16"$

(Ref. manual of Steel Construction P. E-16)

c). peso/pie = 66 lbs/pie.

. Cálculo y selección de la viga l.-

En esta viga, además de la carga uniformemente distribuida asumida en  $Q = 10.000$  lbs/mt., influye la fuerza del impacto o choque producido por la descarga de caña sobre la mesa alimentadora; luego esquematizando esta viga con sus cargas actuantes, tendré:



. Cálculo de la fuerza P .-

Idealizando el sistema; considero caída libre del paquete de caña.- Pero antes en base a la energía cinética producida, debido a la caída, y conociendo que:

A.-  $PS = \frac{mv^2}{z}$

(ref. Dinamica de Meriam).

donde:

P = fuerza actuante en cada tramo de la viga l.

S = camino recorrido.

m = masa del paquete de caña ( 2 carretones), pero  $\div 3$ , pues estoy considerando la fuerza P en cada tramo de las 3, de la viga l.

v = velocidad final de caída del paquete de caña, con que llega a la mesa.

. Cálculo de la v.-

Considerando caída libre y tomando en cuenta que el paquete es lanzado desde una altura de 3,2 mts.- Es además conveniente anotar que "considero" caída libre en línea recta derecho sobre la parte inicial de la mesa, exactamente sobre la viga l.

Asumo:  $V_1 = 0$

por tanto:

$$V = \sqrt{2gh} = \sqrt{2 \times 9,8 \frac{m}{seg^2} \times 3,2 m} = \sqrt{60,7 \frac{m^2}{reg^2}} =$$

$$= 7,8 m/reg. (\approx 25,7 \text{ pies/seg.})$$

Ahora, volviendo a la ecuación A.-

$$P = \frac{mV^2}{25}$$

aquí  $M = \frac{52.000 \text{ lb masa}}{3} = 17.300 \text{ lbs.masa}$

$$\therefore P = \frac{17.300 \text{ lb.masa} \times (25,7 \text{ pies/seg})^2}{2 \times 10,2 \text{ pies}}$$

$$P = \frac{17.300 \text{ lbmasa} \times 660 \text{ pies}^2/\text{seg}^2}{20,4 \text{ pies}}$$

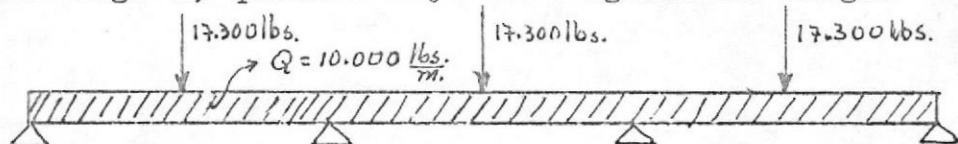
$$= 559.000 \frac{\text{lbmasa} \cdot \text{pies}}{\text{seg}^2}$$

Y para transformar este valor de P a lb. fuerza, la divido por a la cte. gc., que se usa en estos casos ( $g_c = 32,2 \frac{\text{lbm/seg}^2}{\text{lbf}}$ )

$$\therefore P = 559.000 \frac{\text{lbm pie}}{\text{seg}^2}$$

$$P = \frac{559.000 \frac{\text{lbm pie}}{\text{seg}^2}}{32,2 \frac{\text{lbm/seg}^2}{\text{lbf}} \times \text{seg}^2} = 17.000 \text{ lbf}$$

Luego la viga 1, quedará bajo las siguientes cargas=



Voy a ver el tipo de viga WF que voy a usar, con sus características y dimensiones adecuadas para soportar el momento flector que se producirá debido a las cargas actuantes, considerando la resistencia del material a usar en la viga

Sé que:  $\sigma = M/I$

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{M \cdot C}{I} = M/I \cdot C$$

donde:  $I/C = Z$

donde: Z = módulo de la sección de la viga; o valor cte. que me sirve como referencia para ver en el Manual of Steel Construction de tipo de viga WF a usar

$$\therefore \text{máx} = \frac{M_{\text{máx}}}{Z}$$

Pero antes voy a calcular el momento flector máximo que se produce en la viga 1.-

Para ello, como se trata de un sistema estáticamente indeterminado; aplico el método de Cross Morgan para los cálculos subsiguientes.-

		17.300 lbs		Q		17.300		17.300	
		2,35m.		2,35m.		2,35m.		2,35m.	
		2,35m.		2,35m.		2,35m.		2,35m.	
		2,35m.		2,35m.		2,35m.		2,35m.	
		2,35m.		2,35m.		2,35m.		2,35m.	
		2,35m.		2,35m.		2,35m.		2,35m.	
$M_{iy} M_D$	-28.200	-28.200	-28.200	-28.200	-28.200	-28.200	-28.200	-28.200	-28.200
$M_{iy} M_d$	28.200	0	0	0	0	0	0	28.200	28.200
	0	-14.100	0	0	0	-14.100	0	0	0
	0	7.050	-7.050	-7.050	7.050	7.050	-7.050	0	0
	-3.525	0	3.525	3.525	0	0	0	-3.525	-3.525
	3.525	1.762	-1.762	-1.762	1.762	1.762	-1.762	3.525	3.525
$M_f \text{ total}$	0	-33.400	-33.400	-33.400	-33.400	-33.400	-33.400	0	0
	0	-33.400	-33.400	-33.400	-33.400	-33.400	-33.400	0	0

Cálculo de los valores  $\alpha$  y  $\beta$ .-

$$\alpha = \frac{K_i}{K_i + K_d} \quad \beta = 1 - \alpha$$

Donde  $K = \frac{4EI}{L}$

$$\therefore \alpha = \frac{4EI/l_i}{4EI/l_i + 4EI/d}$$

Y como tengo una viga igual a todo lo largo de las 14 mts. ; de una misma sección y un mismo material, luego E e i son iguales; por tanto:

$$\alpha = \frac{l_d}{l_d + l_i}$$

••• Para nudo 0 .-

$$\alpha = \frac{0}{0 + 4,7} = 0 \quad \beta = 1$$

• Para nudo A .-

$$\alpha = \frac{4,7}{4,7 + 4,7} = 0,5$$

$$\beta = 0,5$$

• Para nudo B .-

$$\alpha = 0,5$$

$$\beta = 0,5$$

• Para nudo C .-

$$\alpha = 1$$

$$\beta = 0$$

- I). Cálculo del  $M_{f\text{máx}}$  que se produce en la viga 1.-

a) / Cálculo de los  $M_i$  y  $M_d$  .-

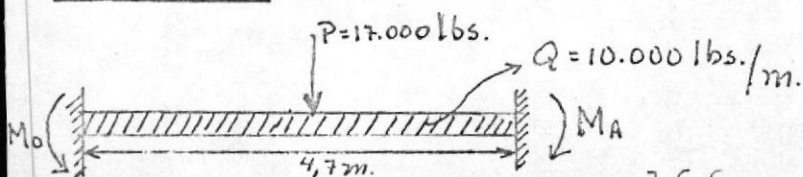
sé que  $M_i = -(M_1 - M_2) \alpha$

$$M_d = (M_1 - M_2) \beta$$

b) / Cálculo de los  $M_1$  y  $M_2$  .-

Según el método de Cross, considero cada sección de la viga apoyada en sus 2 extremos, como empotrada en ellos.-

• Sección 0-A .-

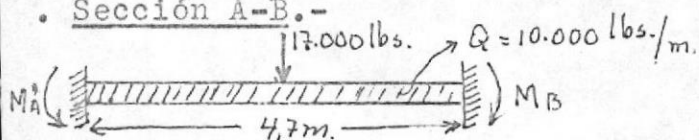


Por el método de Superposición:

$$M_0 = M_a = -\frac{ql^2}{12} - \frac{Pl}{8} = -\frac{10.000 \times 22}{12} - \frac{17.000 \times 4,7}{8} =$$

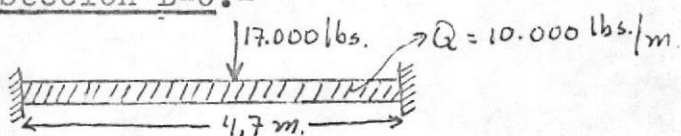
$$= -18.300 - 9.900 = -28.200 \text{ lbs-mt.}$$

• Sección A-B.-



$$M_a' = M_b = -28.200 \text{ lbs-mt.}$$

• Sección B-C.-



$$M_b' = M_c = -28.200 \text{ lbs-mt.}$$

Ahora, volviendo a A). Cálculo de los  $M_i$  y  $M_d$  en cada apoyo.-

- Para apoyo 0.-

$$M_i = -[0 + 28.200] \times 0 = 0$$

$$M_d = [0 + 28.200] \times 1 = 28.200$$

- Para apoyo A.-

$$M_i = -[-28.200 + 28.200] \times 0,5 = 0$$

$$M_d = [-28.200 + 28.200] \times 0,5 = 0$$

- Para apoyo B.-

$$M_i = -[-28.200 - 0] \times 1 = 28.200$$

$$M_d = [-28.200 - 0] \times 0 = 0$$

Cálculo de los  $M_i$  y  $M_d$  ( 2da. aproximación ).-

- Para el apoyo 0.-

$$M_i = -[0] = 0$$

$$M_d = 0$$

- Para el apoyo A.-

$$M_i = -[-14.100 - 0] \times 0,5 = 7,050$$

$$M_d = [-14.100] \times 0,5 = -7,050$$

- Para el apoyo B.-

$$M_i = -[0 + 14.100] \times 0,5 = -7,050$$

$$M_d = [+14.100] \times 0,5 = 7,050$$

- Para el apoyo C.-

$$M_i = 0$$

3era. aproximación.-

- Para apoyo 0.-

$$M_i = -[0 \ 3.525] \times 0 = 0$$

$$M_d = [3.525] \times 1 = +3.525$$

- Para apoyo A.-

$$M_i = -[0 \ 3.525] \times 0,5 = +1.762$$

$$M_d = [-3.525] \times 0,5 = -1.762$$

- Para apoyo B.-

$$M_i = -[3.525 \ 0] \times 0,5 = -1.762$$

$$M_d = [3.525 \ 0] \times 0,5 = +1.762$$

- Para apoyo C.-

$$M_i = -[-3.525 \ 0] \times 1 = 3.525$$

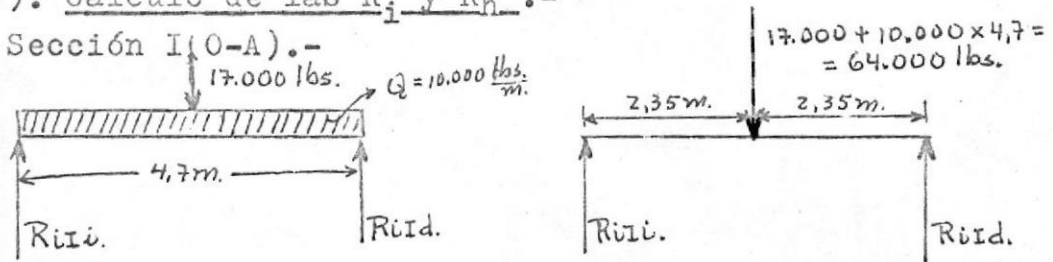
$$M_d = 0$$

C). Cálculo de las reacciones ( $R_T$ ) en cada apoyo.-

Sé:  $R_T = R_h + R_i$

C'). Cálculo de las  $R_i$  y  $R_h$ .-

Sección I (0-A).-



$$R_{iIi} = R_{iId} = \frac{64.000 \text{ lbs.}}{2} = 32.000 \text{ lbs.}$$

Sé que:  $M_o = 0$                        $M_a = -33.400$

$$R_{hI} \text{ izq} = \frac{0 - 33.400}{4,7} = -7.100 \text{ lbs.}$$

$$R_{hII} \text{ der.} = \frac{33.400 - 0}{4,7} = 7.100 \text{ lbs.}$$

Sección II (A-B).-

$$R_{iII} \text{ izq.} = 32.000 \text{ lbs.}$$

$$R_{iII} \text{ der.} = 32.000 \text{ lbs.}$$

Sé que:

$$M_a = 33.400$$

$$M_b = 33.400$$

$$R_{hII} \text{ izq.} = \frac{M_a - M_b}{4,7} = \frac{33.000 - 33.400}{4,7} = 0$$

$$R_{hII} \text{ der.} = 0$$

Sección III (B-C).-

$$R_{iIII} \text{ izq.} = 32.000 \text{ lbs.}$$

$$R_{iIII} \text{ der.} = 32.000 \text{ lbs.}$$

Sé que:

$$M_B = -33.400$$

$$M_C = 0$$

$$R_{hIII} \text{ izq.} = \frac{33.400 - 0}{4,7} = 7.100 \text{ lbs.}$$

$$R_{hIII} \text{ der.} = \frac{0 - 33.400}{4,7} = -7.100 \text{ lbs.}$$

∴ haciendo, una tabla de los valores de  $R_T$ , para cada apoyo, ten dré:

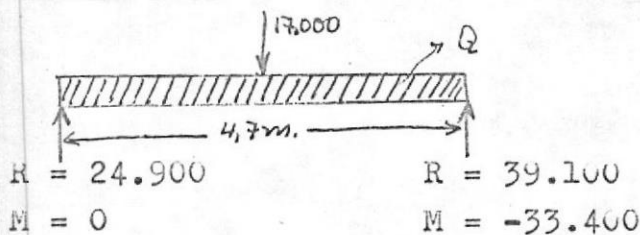
y recordando que  $R_T = R_i + R_h$

	$R_o$	$R_A$	$R_B$	$R_c$
$R_i$	32.000 lbs.	32.000	32.000	32.000
$R_h$	-7.100	7.100	0	-7.100
$R_T$	24.900	39.100	32.000	24.900
$R_T$ en el apoyo	24.900	39.100	32.000	24.900

- Cálculo del momento flector máx. que se produce en la viga 1.-

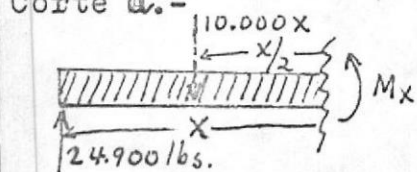
Según el método de Cross, analizo el  $M_f$  en cada sección de la viga 1.-

Sección 0-A.-



aplicando el método de los cortes.-

Corte a.-



$$\sum M = 0$$

$$-M_x + 24.900 x - 10.000 \frac{x^2}{2} = 0$$

$$M_o = 0 \text{ lbs-mt.} \quad \therefore M_x = +24.900 x - 5.000 x^2$$

a). para  $x = 0 \rightarrow M_x = 0$

b). veo el valor de  $x$ , donde  $M_x$  es máx:

$$\frac{dM}{dx} = 0 = 24.900 - 10.000 x$$

$$x = \frac{24.900}{10.000} = 2,49 \text{ mts.}$$

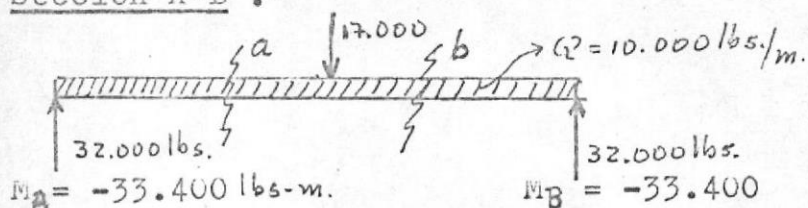
Luego:

$$M_x \text{ ( para } x = 2,49 \text{ )} = M_f \text{ máx} = 24.900 x 2,49 - 5.000 x (6,2) = 62.250 - 31.000 = 31.250 \text{ lbs-mts.}$$

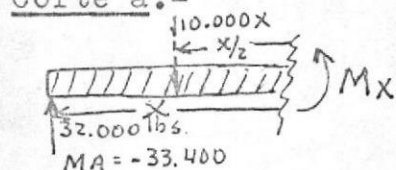
Corte b .-

$$M_f \text{máx} = 31.250 \text{ .- ( para } x = 2,49 \text{ mts.)}$$

Sección A-B .-



Corte a .-



$$\sum M = 0$$

$$-M_x + 32.000x - 33.400 - 5.000x^2 = 0$$

$$M_x = -5.000x^2 + 32.000x - 33.400$$

a). para  $x = 0$  —  $M_x = -33.400$

b). veo el valor de X, donde  $M_x$  es máx.:

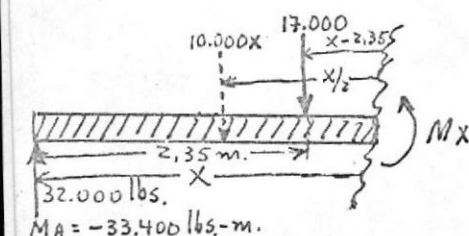
$$\frac{dM_x}{dx} = 0 = -10.000x + 32.000$$

$$\therefore X = \frac{32.000}{10.000} = 3,2 \text{ mts.}$$

Luego:

$$\begin{aligned} M_x(\text{ para } X = 3,2) &= M_f \text{máx} = -5.000 \times 10,2 + 32.000 \times 3,2 - 33.400 \\ &= -51.000 + 102.400 - 33.400 \\ &= 18.000 \text{ lbs-mt.-} \end{aligned}$$

Corte b .-



$$\begin{aligned} -M_x - 5.000x^2 + 32.000x - 33.400 - \\ -17.000(x - 2,35) = 0 \end{aligned}$$

$$M_x = -5.000x^2 + 32.000x - 33.400 - 17.000x + 39.950$$

$$M_x = -5.000x^2 + 15.000x + 6.550$$

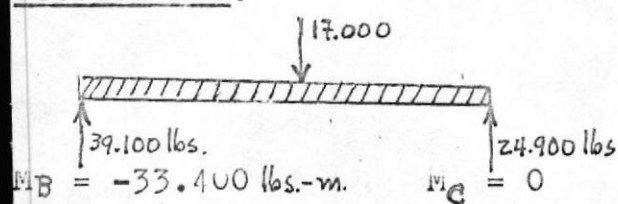
X donde  $M_x$  es máx: (para el corte b)

$$\frac{dM_x}{dx} = 0 = -10.000x + 15.000$$

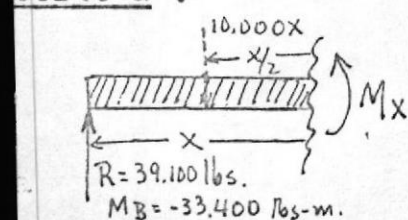
$$X = 1,5$$

$$\begin{aligned} \therefore M_x(\text{ para } X = 1,5) &= -5.000 \times 2,2 + 22.500 + 6.500 \\ &= -11.000 + 22.500 + 6.500 \\ &= 18.000 \text{ lbs-mt.} \end{aligned}$$

Sección B-C .-



Corte a .-



$$M_x = -5.000x^2 + 39.100x - 33.400$$

a). para  $x = 0 \rightarrow M_x = -33.400$

b). valor de  $X$ , donde  $M_x$  es máx:

$$\frac{dM_x}{dx} = 0 = -10.000x + 39.100$$

$$x = \frac{39.100}{10.000} = 3,9 \text{ mts.}$$

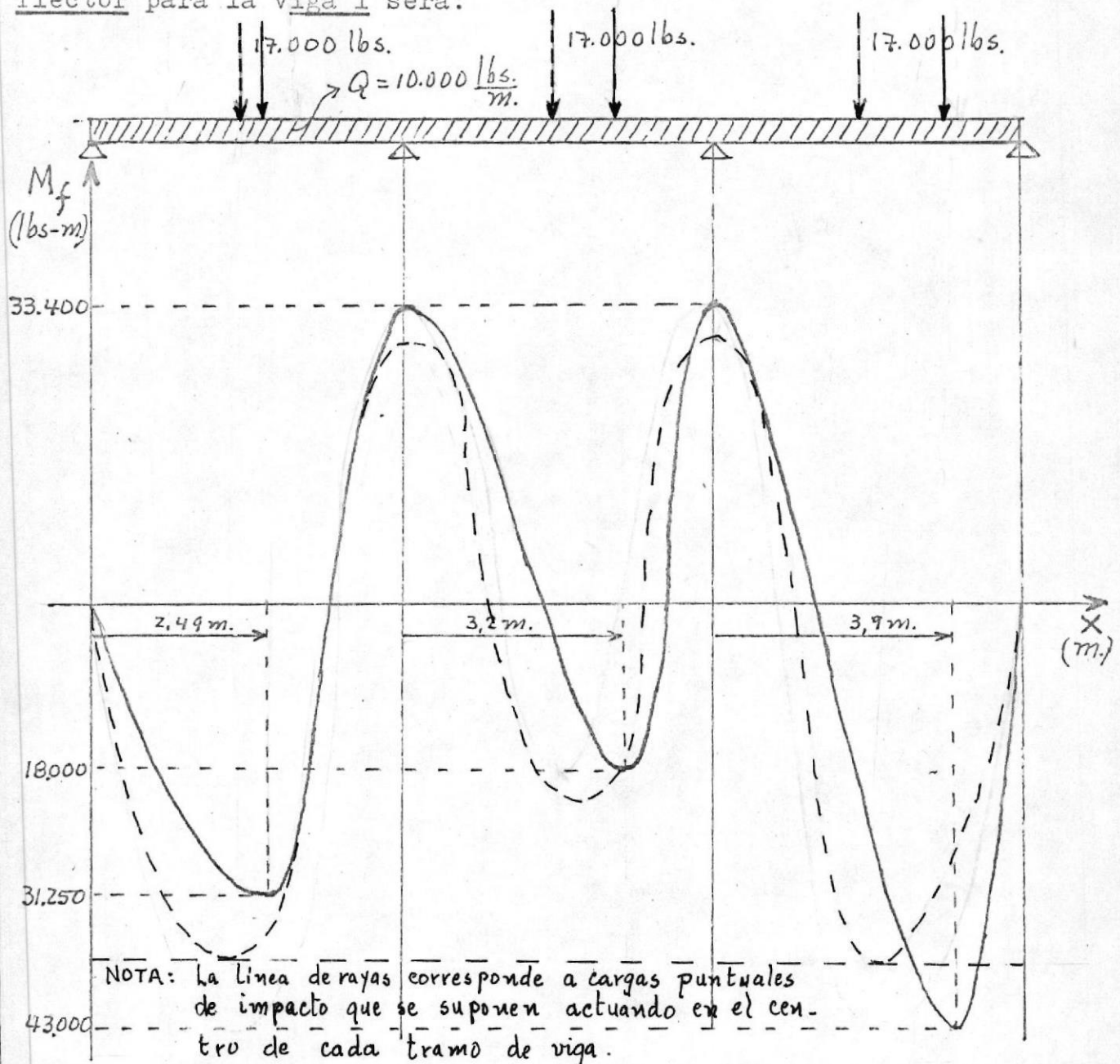
∴

$$M_x \text{ (para } x = 3,9\text{m)} = M_{f\text{máx}} = -5.000 \times 15,2 + 39.100 \times 3,9 - 33.400$$

$$M_{f\text{máx}} = -76.000 + 152.400 - 33.400$$

$$= 43.000 \text{ lbs-mt.}$$

con los resultados obtenidos anteriormente, el diagrama de momento flector para la viga 1 será:



Luego, veo que el momento flector máx. que se produce en la viga 1 es:

$$M_{f\text{máx}} = -43.000 \text{ lbs-mt.}$$

$$(\approx 1.680.000 \text{ lbs-pulg})$$

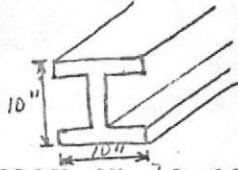
### Cálculo y Selección de la viga adecuada.-

Con este valor de  $M_{f\text{máx.}}$ , voy a la ecuación B, y conociendo que voy a usar vigas tipo WF, que son las adecuadas para estos casos de vigas lateralmente soportadas y con gran carga soportante, cuyo material es: acero estructural ASTM A36, con una resistencia máx. a la flexión de

$$\sigma_{\text{flex}} = 22.000 \text{ lbs/pulg}^2$$

$$\text{Luego : } Z = \frac{M_{\text{máx}}}{\sigma_{\text{máx}}} = \frac{1.680.000}{22.000} \\ = 75 \text{ pulg}^3$$

con este valor de Z, veo en primer lugar la necesidad de una viga tipo WF, por tener un valor de Z elevado. Por ello voy al manual of Steel Construction P 2-28, y encuentro la viga tipo WF correspondiente a  $Z \approx 73,1 \text{ pulg}^3 = S$ , que tiene una sección cuyas dimensiones son: 10" x 10" (altura por ancho).



∴ La viga 1 que voy a usar en la estructura base del sistema, es de las siguientes características:

- a). tipo WF
- b). dimensiones: 10" x 10" x 14 mts.
- b') espesor= flange = 3/4"  
web = 7/16"

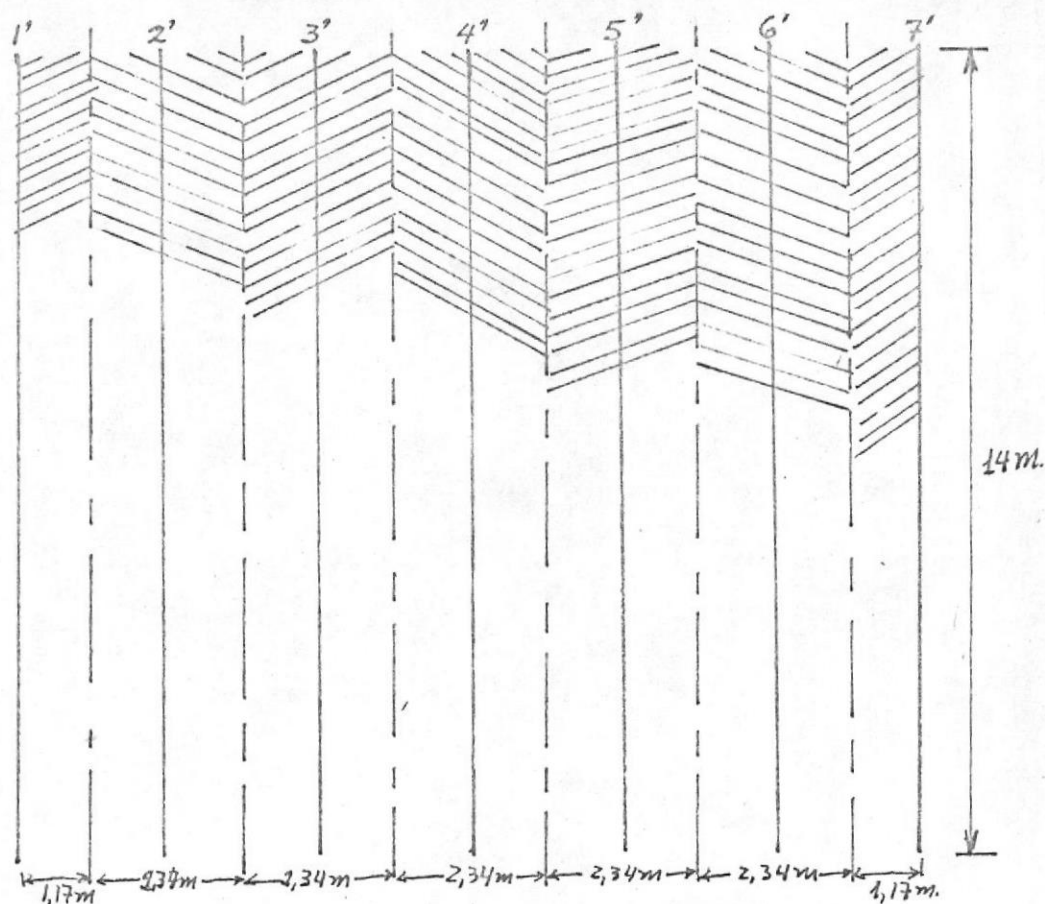
(ref. manual of steel construction PP 1-16)

- c). peso/pie = 66 lbs/pie.

---

B.- Cálculo del sistema estructural compuesto por las vigas longitudinales (: 1', 2', 3', 4', 5', 6', 7') del dibujo 00 anterior. Ateniéndose al diseño estructural hecho inicialmente, estas vigas van "sobre" las 4 transversales grandes, que son las que forman el sistema estructural base.-

La distribución de la carga soportante para cada una de estas vigas será:



observando y analizando la distribución de la carga que soportará cada viga longitudinal, me doy cuenta que es la  $\frac{1}{2}$  de la carga soportante de las vigas transversales.- Es así que:

a). para las vigas longitudinales 2', 3', 4', 5', 6':

$$Q = W + V$$

donde:

$$1) W = \rho \times \text{area}$$

$$\approx \frac{350 \text{ K}}{\text{m}^2} \times (2,3 \text{ m} \times 3 \text{ m}) = 2,420 \frac{\text{Kilos}}{\text{mt.}}$$

$$(\approx 4.850 \frac{\text{lbs}}{\text{mt.}})$$

$$2). V = \frac{5.000 \text{ lbs}}{14 \text{ mts.}} = 360 \text{ lbs./mt.}$$

$$\therefore Q = W + V = 4.850 \text{ lbs/mt} + 360 \text{ lbs/mt} = 5.200 \text{ lbs/mt.}$$

considerando un factor de seguridad de 100% (ref. Manual of steel construction p. 5-13).-

$$\therefore Q \approx 10.000 \text{ lbs/mt.}$$

b) para las vigas longitudinales 1', y 7'

$$Q' = W' + V'$$

donde:

$$1). w' = \rho \times \text{area}$$

$$= 350 \frac{\text{K}}{\text{m}^2} \times (1,17 \text{ m} \times 3 \text{ m}) = 1,225 \frac{\text{K}}{\text{mt.}}$$

$$(\approx 2.450 \frac{\text{lbs}}{\text{mt.}})$$

$$2). V' = 360 \text{ lbs/mt.}$$

$$\therefore Q' = 2.450 \text{ lbs/mt.} + 360 \text{ lbs/mt.} = 2.800 \text{ lbs/mt.}$$

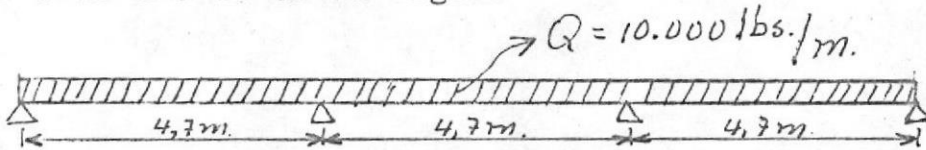
Considerando un factor de seguridad de 100%

$$\therefore Q' = 5.600 \text{ lbs/mt.}$$

### Selección de las vigas apropiadas.-

a). - vigas 2', a 6'.-

Considerando que van soportadas por las vigas transversales a cada tramo de 4,7 mts., luego tengo el siguiente sistema de carga y apoyo para cada uno de estas vigas:



Este mismo sistema, tengo para la viga transversal 4, por tanto, tendré que:

$$M_{f\text{máx}} = 872.000 \text{ lbs-pulg.}$$

$$\text{y conociendo que para acer A-36} \rightarrow \sigma_{flex.} = 22.000 \text{ lbs/pulg}^2$$

$$\therefore Z = \frac{M_{f\text{máx}}}{\sigma_{flex.}} = \frac{872.000 \text{ lbs-pulg}}{22.000 \text{ lbs-pulg}^2} = 40 \text{ pulg}^3$$

por tanto, usaré vigas, cuya sección tenga las siguientes dimensiones: 10" x 8" (alto por ancho)

Luego, estas vigas longitudinales, tendrán las siguientes características:

a) tipo WF

b) dimensiones: 10" x 8" x 14 mts.

b') espesor = 1/2" (ref. Manual of Steel Construction P. 1-16)

c) peso/pie = 39 lbs.

B). Vigas 1' y 7'.-

Veo que el  $M_{f\text{máx}}$  que se producirá es 450.000 lbs-pulg, con un  $\sigma$  de 100% de seguridad; considerando que la carga total soportante es  $\approx$  la 1/2 de la carga de las vigas 2' a 6'.

Luego:

$$Z = \frac{450.000}{22.000} = 20,3 \text{ pulg}^3$$

por tanto usará vigas tipo WF, cuya sección tendrá las siguientes características;

8" x 6 1/2" (alto por ancho)

Para un valor de  $s = 20,8 \text{ pulg}^3 = Z$

(ref. manual of Steel Construction P 2-24)

Luego, las vigas longitudinales 1' y 7', tendrán las siguientes características:

a). tipo WF

b). dimensiones: 8" x 6 1/2" x 14 mts.

b') espesor = flange = 3/8"

web = 1/4"

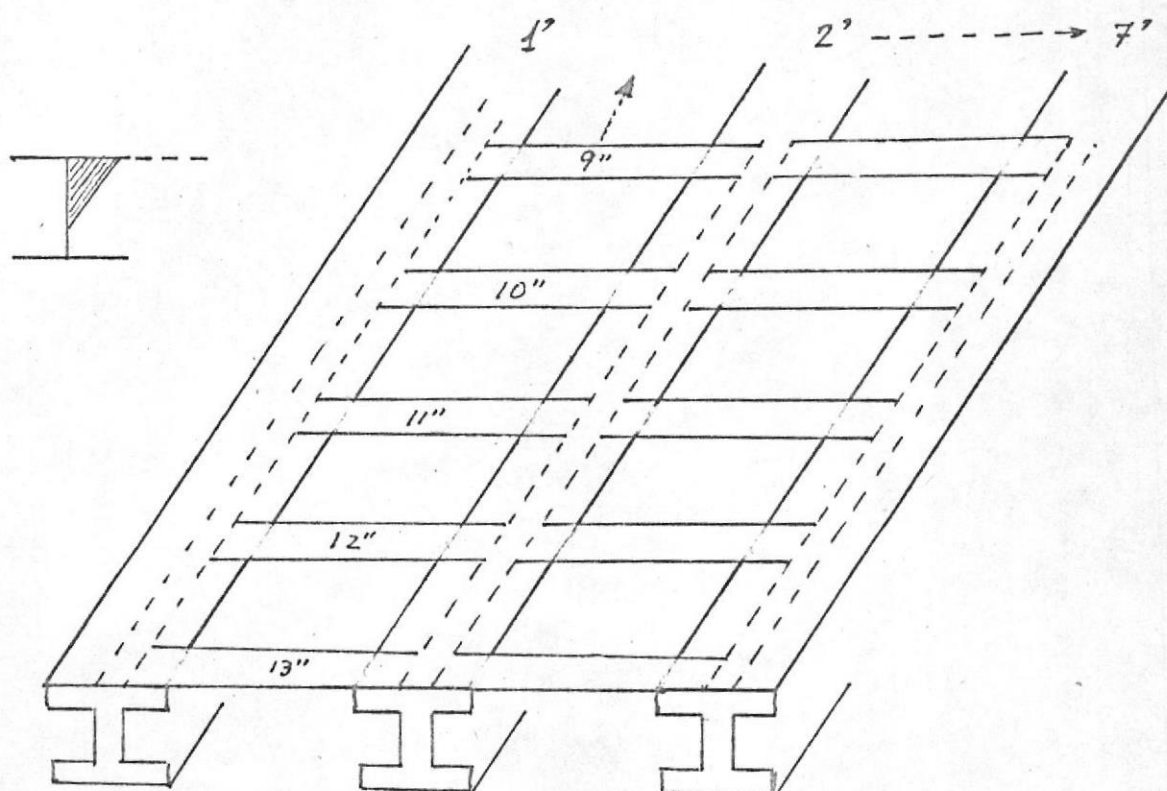
(ref. manual of Steel Construction P 1-16)

c). peso/pie = 24 lbs- pie.

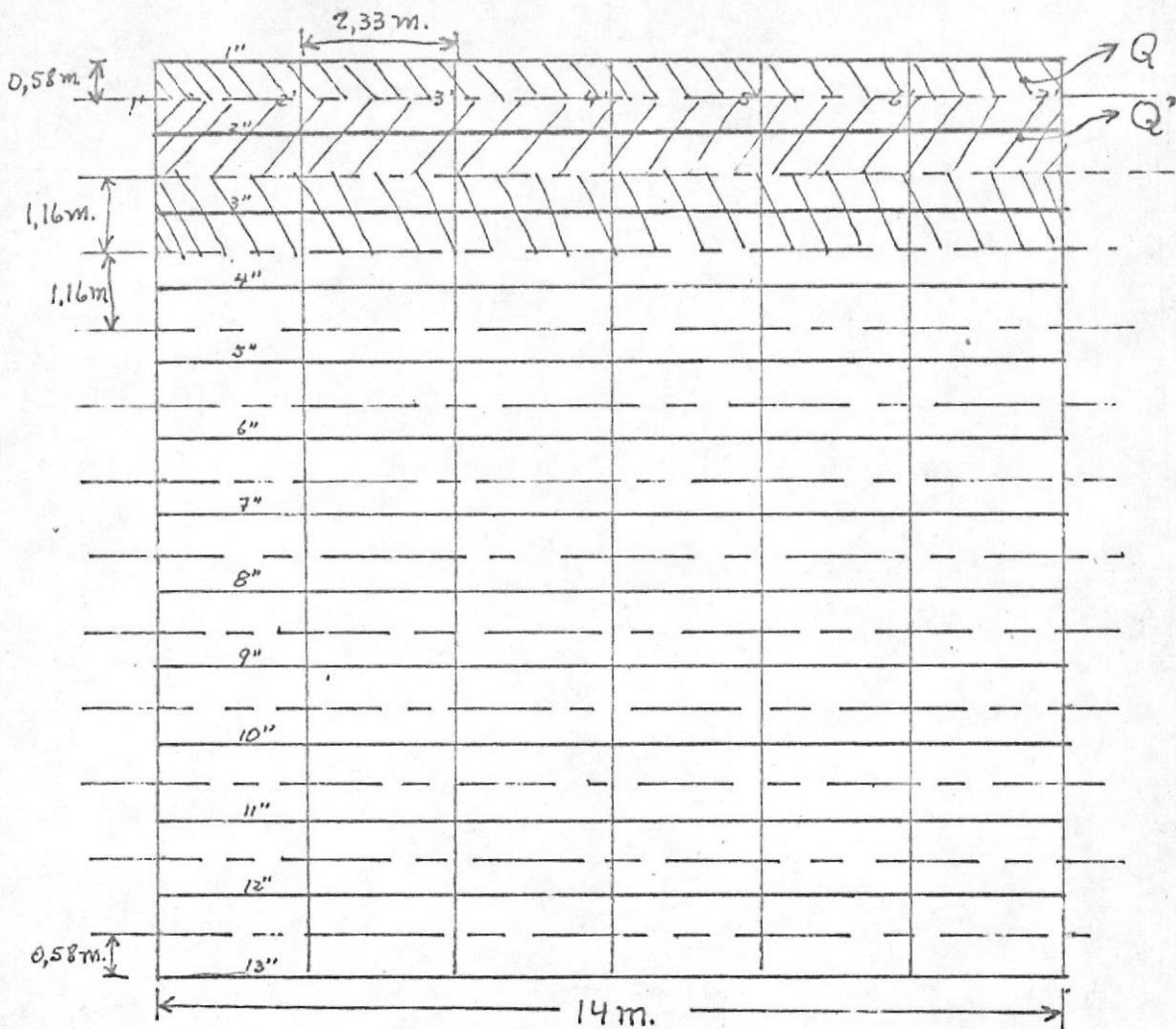
C).- Cálculo del sistema estructural compuesto por las vigas transversales pequeñas (1" a 13") , en contacto directo con la plancha base de la mesa alimentadora con su carga.-

Considerando el diseño estructural inicial ( ver dibujo B' ), estas vigas van "unidas" (soldadas y apoyadas) a las longitudinales anteriormente calculadas, es decir empatan o se juntan a estas longitudinales en su parte superior:

Veamos un dibujo de cómo se juntan o unen estas vigas transversales pequeñas ( 1" a 13" ) a las longitudinales grandes:



La distribución de la carga soportante para cada una de estas vigas transversales pequeñas será:



El valor de las cargas Q y Q' para estas vigas será:

a) Para las vigas transversales 2" a 12"

$$Q' = W' + V'$$

donde: 1).  $W' = \rho \times \text{area} = 350 \text{ k/m}^3 \times (1,16\text{m} \times 3 \text{ m})$   
 $= 1.225 \text{ k/mt} \approx 2.450 \text{ lbs/mt.}$

2).  $V' = 360 \text{ lbs/mt.}$

Luego:  $Q' = W' + V' = 2.450 \text{ lbs/mt} + 360 \text{ lbs/mt.} = 2.800 \text{ lbs/mt.}$

Considerando un factor de seguridad de 100% para la 2" y de 75% para las demás (3" a 12"), pues la 2" soportará además algo del impacto de descarga de caña, junto con la 1"

Por tanto tendré que:

$Q' = 5.600 \text{ lbs/mt.}$  (para la viga 2")

$Q' = 4.900 \text{ lbs/mt.}$  (para las vigas 3" a 12")

b) Para las vigas 1" y 13" .-

$Q = W + V$

donde:

1).  $w = \rho \times \text{area} = 350 \text{ k/m}^3 \times (0,58\text{m} \times 3 \text{ m})$

$$= 350 \text{ kg/m}^3 \times 1,74 \text{ m}^2 = 590 \text{ kilos/mt.}$$

$$\approx 1.200 \text{ lbs-mt.}$$

$$2). \quad v_v = 180 \text{ lbs-mt}$$

$$\therefore Q = w + v = 1200 \text{ lbs-mt.} + 180 \text{ lbs-mt} \approx 1.400 \text{ lbs.-mt.}$$

Ahora, considerando un factor de seguridad de 100% : (por ser las 2 vigas extremas).

$$\text{Por tanto} = Q = 2.800 \frac{\text{lbs}}{\text{mt}}$$

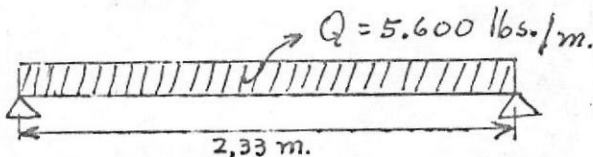
NOTA.- Cabe anotar, además, que la viga 1', estará sometida a una fuerza de impacto, debido a que soporta directamente la descarga de caña sobre la mesa.

Esta fuerza como lo ví anteriormente es:  $P = 8.500 \text{ lbf}$  en cada tramo de viga (: son 6 tramos)

### Cálculo y Selección de las vigas apropiadas.-

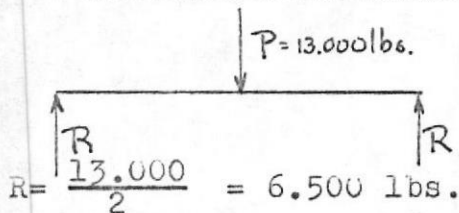
#### a). Vigas 2" a 12" .-

Para cada una de estas vigas, tengo el siguiente esquema de carga y apoyo; considerando que no es una sola viga a lo largo de lso 14 mts., sino que son 6 tramos de viga ( o mejor dicho 6 vigas pequeñas de 2,33 mts. de largo), que van unidas a los nervios de las vigas longitudinales grandes ( según plano VI-1). Por tanto, analizaré un tramo de viga; asumiendo que está soportada en sus extremos.



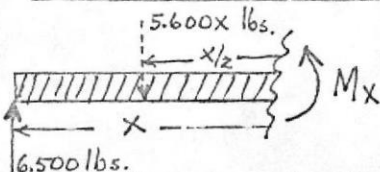
Vigas 2"

#### 1). Cálculo de las reacciones sobre los apoyos.-



$$P = 5,600 \text{ lbs-mt.} \times 2,33 \text{ m.} = 13.000 \text{ lbs.}$$

#### 2). Cálculo del momento flector máx.-



$$\sum M = 0$$

$$-M_x + 6.500 x - 2.800 x^2 = 0$$

$$\therefore M_x = -2.800 x^2 + 6.500 x$$

Calculo el valor de X, donde  $M_x$  es máx:

$$\frac{dM_x}{dx} = 0 = -5.600x + 6.500$$

$$\therefore X = \frac{6.500}{5.600} = 1,16 \text{ mts.}$$

Por tanto, el momento flector máx. se producirá en  $X = 1,16$ ; luego:

$$M_x \text{ ( para } X = 1,16\text{m) } = M_{\text{máx}} \text{ para cada viga} =$$

$$2") = -2.800 \times (1,16)^2 + 6.500 \times 1,16$$

$$= -3.650 + 7.540 = 3.890 \text{ lbs-mt.}$$

$$\approx 151.700 \text{ lbs-pulg.}$$

∴  $M_{\text{máx.}}$  para la viga 2" — 151.700 lbs-pulg.

Con este valor, voy a la ecuación

$$Z = \frac{M_{\text{máx}}}{\sigma_{\text{flex}}}$$

considerando que usaré vigas de acero ASTM A-36,

$$\therefore \sigma_{\text{flex}} = 22.000 \text{ lbs/pulg}^2$$

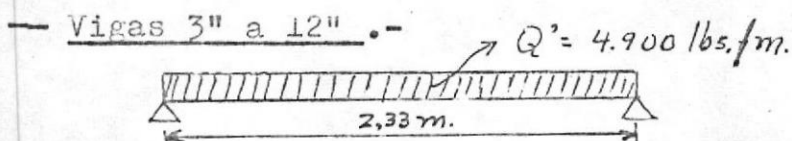
∴

$$Z = \frac{151.700 \text{ lbs-pulg}}{22.000 \text{ lbs/pulg}^2} = 6,9 \text{ pulg}^3$$

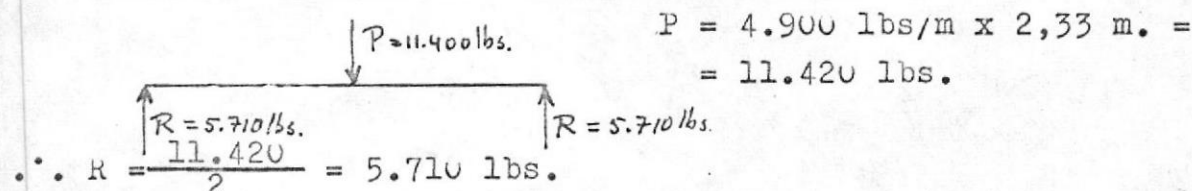
Basandome en este valor de Z, escogeré una viga tipo WF, cuya sección, tendrá las siguientes características: 6" x 4" (alto por ancho); para un valor de  $Z = 7,24 = S$  (Ref. Manual of Steel Construction P. 2-32).

Es decir que cada uno de los 6 tramos de vigas 2", tendrá las siguientes características:

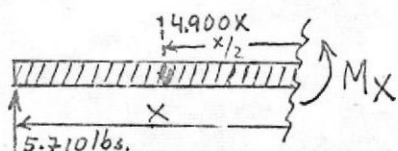
- tipo: WF
- dimensiones: 6" x 4" x 2,33 mts.  
 espesor: flange = 1/4"  
 web = 1/8"  
 (ref. Manual of Steel Construction) p. 1-22)
- peso/pie = 12 lbs/pie



1). Cálculo de las Reacciones en los apoyos.—



2). Cálculo del momento flector máx. —



El valor de X donde  $M_x$  es máx..

$$\frac{dM_x}{dx} = 0 = -4.900x + 5.710$$

$$\therefore x = \frac{5.710}{4.900} = 1,16 \text{ mts.}$$

por tanto:

$$M_x \text{ (para } x = 1,16 \text{ m)} = M_{f\text{m}\acute{a}\text{x}} = -2.450 \times 1,34 + 6.620 = -3.280 + 6.620 = 3.340 \text{ lbs-mt}$$

∴  $M_{f\text{m}\acute{a}\text{x}}$  para cada uno de los tramos de las vigas 3" a 12" = 3.340 lbs-mt. = 130.200 lbs-pulg.

con este valor, voy a la ecuacion:

$$Z = \frac{M_{f\text{m}\acute{a}\text{x}}}{\sigma_{flex}}$$

Y considerando que el material de la viga será acero A-36.

$$\therefore Z = \frac{130.200 \text{ lbs-pulg}}{22.000 \text{ lbs/pulg}^2} = 5,9 \text{ pulg}^3$$

basándome en este valor de  $Z$ , encuentro que lo aconsejado es una viga tipo I, cuya sección tendrá las siguientes dimensiones: 5" x 3 3/4" (alto por ancho), para un valor de  $Z = 6 \text{ pulg}^3 = S$ ; (ref. manual of Steel Construction P. 1-24 y P. 2-37).

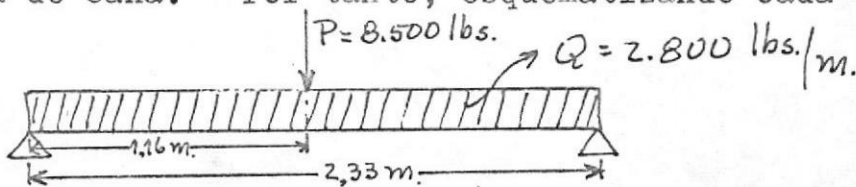
Luego los tramos de las vigas 3" a 12" tendrán las siguientes características:

- a). tipo: I
- b). dimensiones: 5" x 3 3/4" x 2,33 mts.
- b'). espesor: flange (repisas) = 1/2"  
web (barra o nervio que une las repisas) = 5/16"  
(ref. Manual of Steel Construction P. 1-24)
- c). peso/pie = 14 lbs/pie.

b).- vigas 1" y 13" .-

— Vigas 1" .-

Como lo dije anteriormente, estas vigas están sometidas, además de la carga de cana que soporta, a la fuerza de impacto debido a la desear a de caña.- Por tanto, esquematizando cada tramo de estas vigas:

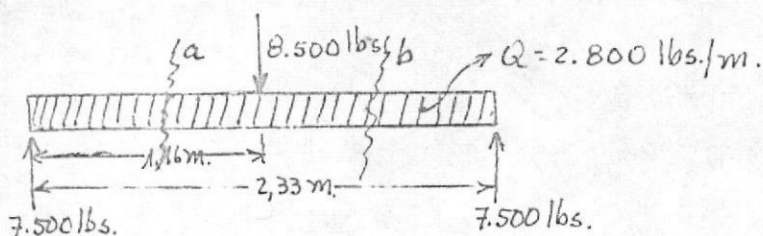


1).- cálculo de las reacciones en los apoyos.-

$$P' = 8.500 + 6.250 \approx 15.000 \text{ lbs.}$$

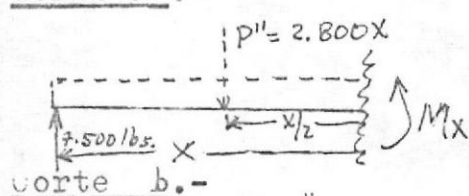
$$R = \frac{15.000 \text{ lbs}}{2} = 7.500 \text{ lbs.}$$

2).- cálculo del momento flector máx. .-



Aplicando el método de los cortes:

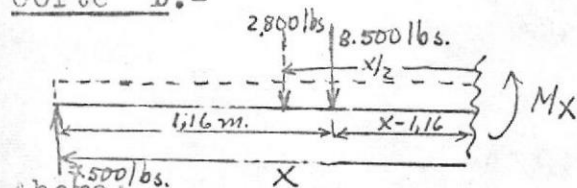
Corte a.-



$$M_x = -1.400x^2 + 7.500x$$

para:  $0 < x < 1,16$  mts.

Corte b.-



$$M_x = -1.400x^2 + 7.500x - 8,500(x - 1,16)$$

para:  $1,16m < x < 2,33m$

Ahora:

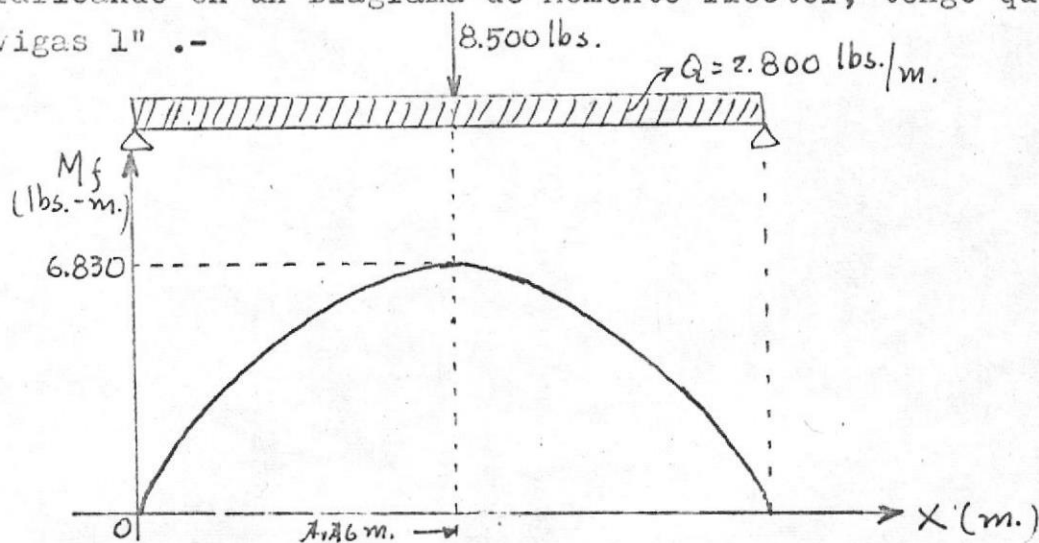
$$M_0^{1,16} \text{ (para } x = 0) = M_x = 0$$

$$M_0^{1,16} \text{ (para } x = 1,16) = M_x = -1.400x^2 + 7.500x = -1.400(1,16)^2 + 7.500(1,16) = -1.870 + 8.700 = 6.830 \text{ lbs-mt.}$$

$$M_{1,16}^{2,33} \text{ (para } x = 1,16) = -1.400x^2 + 7.500x - 0 = -1.400(1,16)^2 + 7.500(1,16) = 6.830 \text{ lbs-mt.}$$

$$M_{1,16}^{2,33} \text{ (para } x = 2,33m) = -1.400x^2 + 7.500x - 8.500(x - 1,16) = -1.400(2,33)^2 + 7.500(2,33) - 8.500(2,33 - 1,16) = -7.460 + 17.300 = 9860 \approx 0.-$$

Luego graficando en un Diagrama de momento flector, tengo que, para las vigas 1" .-



Luego, el  $M_{f\text{máx}} = 6.830 \text{ lbs-mt}$  ( $\approx 270.900 \text{ lbs-pulg}$ )

Con este valor, y conociendo que usaré vigas cuyo material sea acero A-36:

$$Z = \frac{M_{f\text{máx}}}{f_{\text{flex}}} = \frac{270.900 \text{ lbs-pulg}^2}{22.000 \text{ lbs/pulg}^2} = 12,2 \text{ pulg}^3$$

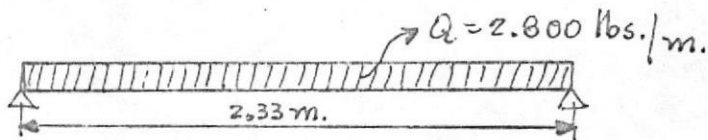
seleccione una viga tipo I, cuya sección tendrá por dimensiones: 7" x 3 5/8" (alto por ancho) para un valor de  $Z = 12 = S$  (ref. manual of steel construction F, 2-36)

Es decir que los 6 tramos de vigas I que usaré, serán de las siguientes características:

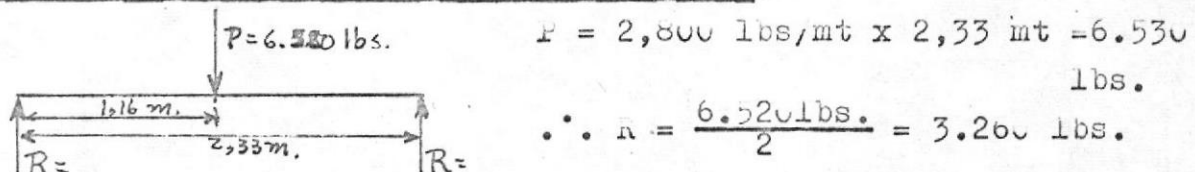
- a). tipo: I
- b). dimensiones: 7" x 3 5/8" x 2,33 m.
- b'). espesor: flange = 3/8"  
web = 1/4"
- c). peso/pie = 20 lbs/pie.

— Vigas 13" .-

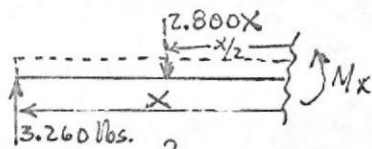
Esquematisando dada una de estas vigas con su carga soportante y sus apoyos, tendré que:



a). cálculo de las reacciones en los apoyos.-



b). cálculo del momento flector máximo.-



$$M_x = -1.400 x^2 + 3.260 x$$

Luego, como el  $M_x$  máx será en  $x = 1,16$  mts., tendré que:

$$\begin{aligned} M_{f\text{máx.}} &= -1.400 x (1,16)^2 + 3.260 x (1,16) \\ &= -1.400 x 1,34 + 3.780 \\ &= -1.876 + 3.780 = 1.910 \text{ lbs.-mt.} \end{aligned}$$

Conociendo que  $M_{f\text{máx}} = 1.910 \text{ lbs.-mt}$

$$(\approx 74.490 \text{ lbs-pulg})$$

aplico la ecuación que dice:

$$Z = \frac{M_{f\text{máx}}}{\sigma_{flex}}$$

y conociendo que el material de la viga es acero A-36

$$\therefore Z = \frac{74.490 \text{ lbs-pulg}^2}{22.000 \text{ lbs/pulg}^2}$$

$$Z = 3,3 \text{ pulg}^3$$

Basándome en este valor de Z, escojo una viga tipo I, cuya sección tendrá las siguientes dimensiones: 4" x 2 3/4" (alto por ancho); para un valor de  $S = 3,3 \text{ pulg}^3 = Z$  (ref. Manual of Steel Construction páginas 2-37 y 1-25)

Luego, los 6 tramos de vigas 13" tendrán las siguientes características:

- a). tipo: I
  - b). dimensión: 4" x 2 3/4" x 2,33 mts.
  - b'). espesor: flange= 5/16"  
web = 3/16"
- (Ref. manual of Steel Construction P. 1-24)
- c). peso/pie =9,5 lbs./pie

Resumiendo el cálculo de selección de las vigas que forman el sistema estructural soportante de la mesa alimentadora de caña, tengo que:

A). Sistema Estructural base.-

	<u>TIPO</u>	<u>DIMENSIONES</u>	<u>PESO PIE</u>	<u>PESO TOTAL</u>
viga 1.-	WF	10" x 10" x 14mts	66 lbs/pie	3.040 lbs.
viga 2 y 3.-	WF	10" x 10" x 14mts	66 lbs/pie	3.040 lbs.
viga 4.-	WF	10" x 8" x 14mts	39 lbs/pie	1.800 lbs.

B). Vigas Longitudinales que van sobre las transversales del sistema estructural base.-

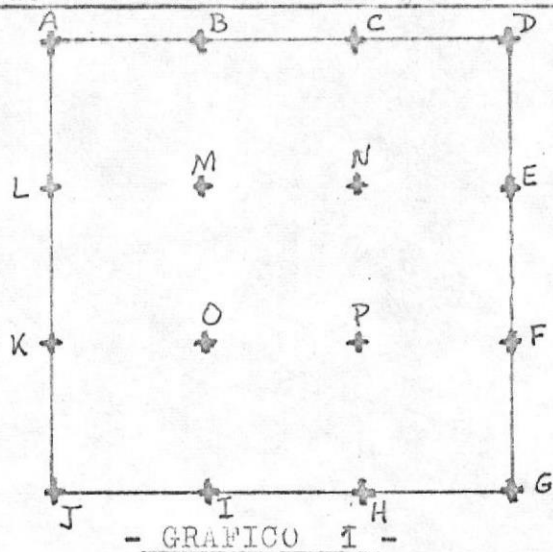
	<u>TIPO</u>	<u>DIMENSIONES</u>	<u>PESO PIE</u>	<u>PESO TOTAL</u>
Vigas 1' y 7'.	WF	8" x 6 1/2" x 14mts.	24 lbs/pie	c/u — 1.100 lbs.
vigas 2' a 6'.	WF	10" x 8" x 14mts.	39 lbs/pie	c/u — 1.800 lbs.

C). vigas transversales que se juntan a las longitudinales anteriores, con las cuales están en contacto directo con la plancha base de la mesa.-

	<u>TIPO</u>	<u>DIMENSIONES</u>	<u>PESO PIE</u>	<u>PESO TOTAL</u>
Vigas 1".	I	7" x 3 5/8" x 2,33m	20 lbs/pie	76.152 lbs.
Vigas 2".	WF(I)	6" x 4" x 2,33m	12 lbs/pie	91 lbs.
vigas 3" a 12".	I	5" x 3 1/4" x 2,33m	14 lbs/pie	106 lbs.
vigas 13".	I	4" x 2 3/4" x 2,33m	9,5 lbs/pie	72 lbs.

II). Cálculo del sistema estructural formado por las Columnas soportantes de la mesa alimentadora, y del sistema de vigas anteriormente calculado.-

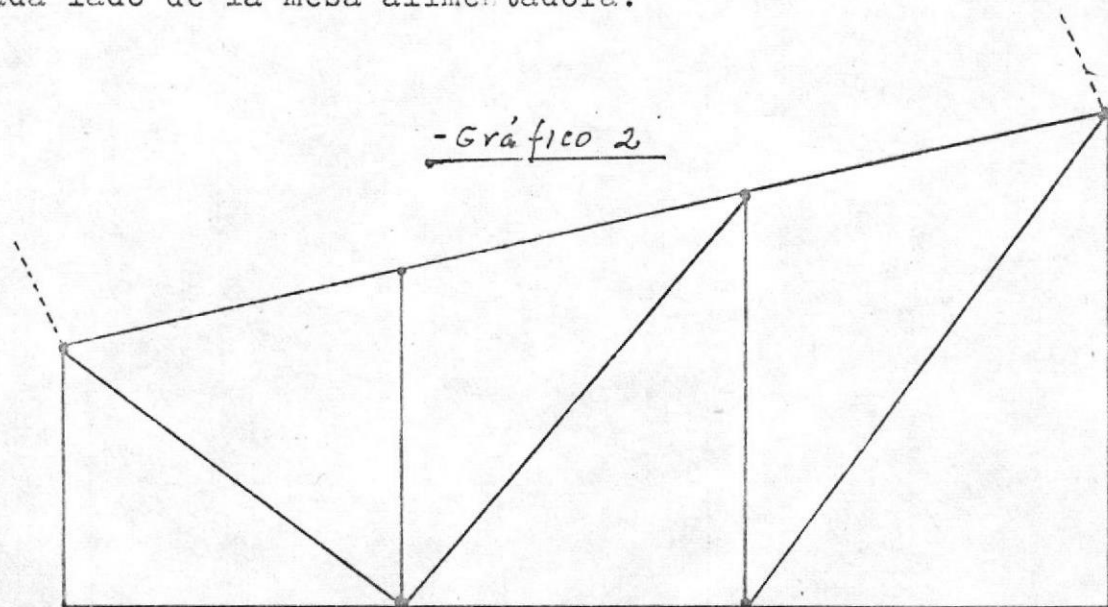
I).- Situación de las columnas debajo de la mesa alimentadora.-



— Aquí, las columnas centrales: B, C, M, N, O, P, I, H, estarán soportando el peso de la mesa, además de las fuerzas de impacto - debido a la descarga de caña; vibraciones y empujes. Además cabe anotar que dichas columnas estarán empotradas en concreto, en su parte inferior.

— En cambio las columnas: laterales: A, L, K, J, y D, E, F, G, estarán además formando parte de un sistema estructural lateral adecuado y diseñado para reforzar la estructura contra los impactos de descarga de caña, los choques repentinos debido a paradas y arranques, y las fuerzas de tracción que se producen debido a las 12 cadenas de arrastre de caña que corren sobre la plancha base de la mesa alimentadora.

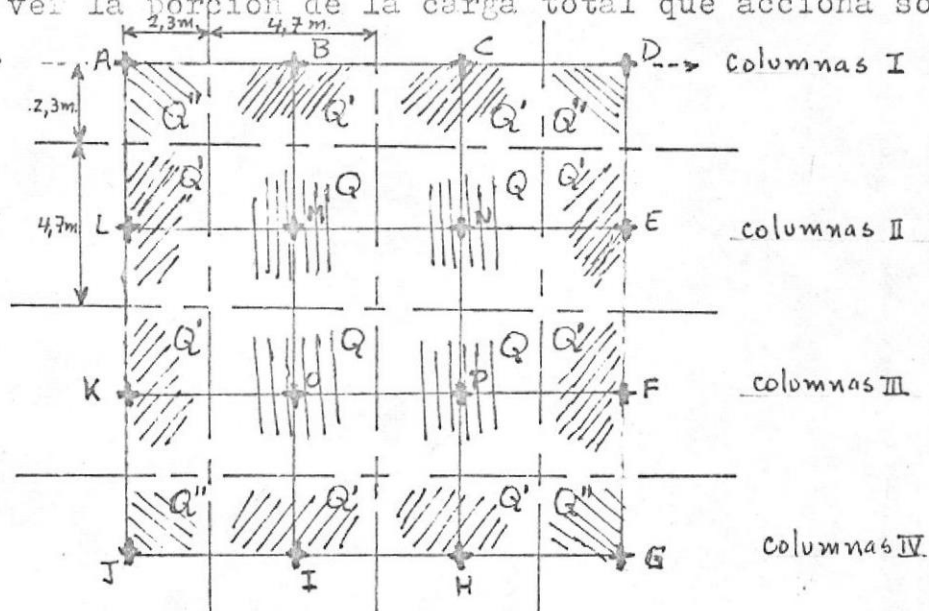
— Este sistema estructural, tendrá la siguiente forma, igual para cada lado de la mesa alimentadora:



Con esta estructura, además, tengo facilidad, para transportar este sistema de alimentación de caña, de un lugar a otro en caso que hubiera necesidad de hacerlo, sin necesidad de desarmar totalmente la mesa alimentadora y su estructura soportante.

Distribución de la carga actuante sobre cada columna.-

Empleando el método de la línea de centros entre cada fila de columnas, para ver la porción de la carga total que acciona sobre cada columna.



Q= carga puntual total ( en lbs.) actuante sobre las columnas M, N, O, P.-

Q'= carga puntual total ( en lbs.) actuante sobre las columnas B, C, E, F, H, I, K, L.-

Q''= carga puntual actuante (en lbs.) sobre las columnas A, D, G, J.-

Gráfico 3.-

Cálculo de Q.-

Q= carga debida al peso total de la caña, soponiendó que la mesa está cargada totalmente con una carga uniforme distribuida, y considerando que sólo descargan los carretones dobles más grandes, que tienen un ancho de 3mts., que vendrá a ser la altura del colchón de caña. (W) carga debida al peso de la plancha base, cadenas y angulos arrastradores (V) - carga debida al peso de las vigas que forman el sistema estructural horizontal soportante de la mesa, y que van apoyadas en realidad, sobre las columnas (U).-

a). Cálculo de W.-

W=  $\rho \times \text{Vol.}$  = densidad de caña x volumen

$$W= 350 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times (4,7\text{m} \times 4,7\text{m} \times 3\text{m}) = 350 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 66,2\text{m}^3 = 23.000 \text{ Kilos}$$

≈ 50.000 lbs.

b). Cálculo de V.-

1). peso de plancha base que actúa sobre cada una de las columnas M, N, O, P:

$$\text{Volumen total de la plancha} = 14\text{m} \times 14\text{m} \times 0,010\text{m} = 1,96 \text{ m}^3 = 1.960 \text{ dm}^3$$

densidad del material de la plancha (acero A-7) =  $7,8 \frac{\text{kg}}{\text{dm}^3}$

$$\text{Peso total de la plancha base} = \text{Vol.} \times \rho = 1.960 \text{ dm}^3 \times 7,8 \frac{\text{kilos}}{\text{dm}^3} = 15,280 \text{ Kilos} = 30.600 \text{ libras.}$$

osea que el peso por unidad de área será =

$$P = \frac{30.600 \text{ lbs.}}{14\text{m} \times 14\text{m}} = 156 \text{ lbs/mt}^2$$

Por lo tanto, el peso de la plancha base que soportará cada una de las columnas M, N, O, P, será:

$$P_1 = 156 \frac{\text{lbs}}{\text{m}^2} \times (4,7\text{m} \times 4,7\text{m}) = 156 \frac{\text{lbs}}{\text{m}^2} \times 22\text{m}^2 = "3.400 \text{ lbs.}"$$

2). peso total de las 12 cadenas con los ángulos arrastradoras.-

Sé que es 23.000 lbs., sobre la plancha de 14m x 14m.; Luego, el peso por unidad de área será:  $P = \frac{23.000 \text{ lbs.}}{14\text{m} \times 14\text{m}} = 117 \text{ lbs/mt}^2$

Por tanto el peso de las cadenas con los ángulos arrastradores que soportará cada una de las columnas M, N, O, P, será:

$$P_1 = 117 \frac{\text{lbs}}{\text{m}^2} \times (4,7 \times 4,7)\text{m}^2 = 117 \frac{\text{lbs}}{\text{m}^2} \times 22 \text{ m}^2 = 2.574 \text{ lbs.}$$

$$\therefore V = 3.400 \text{ lbs.} + 2.570 \text{ lbs.} = 5.970 \text{ lbs.}$$

c). Cálculo de U.-

Peso total de las vigas.-

1) peso total de las vigas de la estructura base = 10.900 lbs.

2) peso total de las vigas longitudinales = 11.000 lbs.

3) peso total de las vigas transversales = 8,200 lbs.

$$\therefore \text{peso total} = 10.900 + 11.000 + 8,200 = 30.000 \text{ lbs.}$$

Osea que el peso por unidad de área será:

$$P = \frac{30.000}{14\text{m} \times 14\text{m}} = 155 \text{ lbs/mt}^2$$

Por tanto, el peso de las vigas, que soportará cada una de las columnas M, N, O, P, será:

$$P_1 = 155 \frac{\text{lbs}}{\text{m}^2} \times (4,7 \times 4,7) \text{ m}^2 = 155 \frac{\text{lbs}}{\text{m}^2} \times 22 \text{ m}^2 = 3.380 \text{ lbs.}$$

$$\therefore U = 3.380 \text{ lbs.}$$

Luego:  $Q = W + V + U$

$$Q = 50.000 \text{ lbs} + 5.900 + 3.300 = 59.000 \text{ lbs.}$$

Ahora, considerando un factor de seguridad de  $\approx 100\%$ , tengo que:  
 $Q \approx 120.000$  lbs.

Cálculo de  $Q'$  .-

Sé que  $Q' = W' + V' + U'$

a) Cálculo de  $W'$  .-

$$W' = \rho \times \text{Vol} = 350 \frac{\text{k}}{\text{m}^3} \times (4,7\text{m} \times 2,3\text{m} \times 3\text{m})$$

$$W' = 350 \frac{\text{k}}{\text{m}^3} \times 32,4 \text{ m}^3 = 11.300 \text{ kilos}$$

$$24.800 \text{ lbs.}$$

b) Cálculo de  $V'$  .-

$$V' = 156 \frac{\text{lbs}}{\text{m}^2} \times (4,7 \times 2,3) \text{ m}^2 + 117 \frac{\text{lbs}}{\text{m}^2} \times (4,7 \times 2,3) \text{ m}^2$$

$$= 1.680 \text{ lbs.} + 1.260 = 2.940 \text{ lbs.}$$

c) Cálculo de  $U'$  .-

$$U' = 155 \frac{\text{lbs}}{\text{m}^2} \times (4,7 \times 2,3) \text{ m}^2$$

$$= 1.670 \text{ lbs.}$$

Luego:

$$Q' = W' + V' + U' = 24.800 \text{ lbs.} + 2.940 \text{ lbs.} + 1.670 \text{ lbs.} = 29.000 \text{ lbs.}$$

Ahora, considerando un factor de seguridad, del 100%:

$$Q' = 60.000 \text{ lbs.}$$

Cálculo de  $Q''$  .-

Sé que:  $Q'' = W'' + V'' + U''$

a) Cálculo de  $W''$  .-

$$W'' = \rho \times \text{Vol} = 350 \frac{\text{k}}{\text{m}^3} \times (2,3 \times 2,3 \times 3) \text{ m}^3$$
$$= 350 \text{ k/m}^3 \times 15,8 \text{ m}^3 = 5.500 \text{ k.}$$

$$W'' \approx 12.000 \text{ lbs.}$$

b) Cálculo de  $V''$  .-

$$V'' = 156 \text{ lbs/m}^2 \times (2,3 \times 2,3) \text{ m}^2 + 117 \text{ lbs/m}^2 \times (2,3 \times 2,3)$$
$$= 812 \text{ lbs} + 620 \text{ lbs} = 1.430 \text{ lbs.}$$

c) Cálculo de  $U''$  .-

$$U'' = 155 \text{ lbs/m}^2 \times (2,3 \times 2,3) \text{ m}^2 = 820 \text{ lbs.}$$

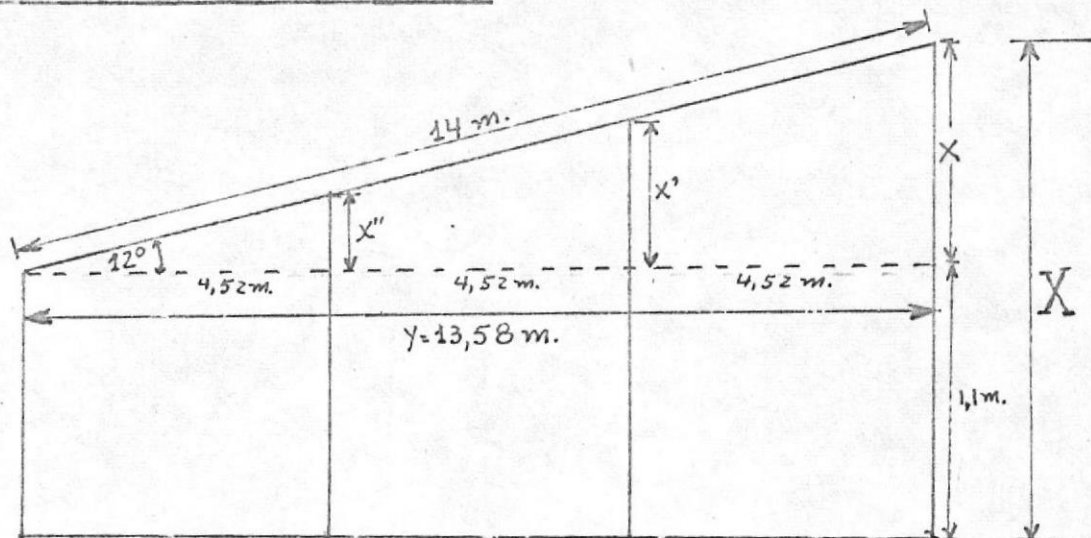
$$\therefore Q'' = W'' + V'' + U''$$

$$= 12.000 + 1.430 + 820 = 14.200 \text{ lbs.}$$

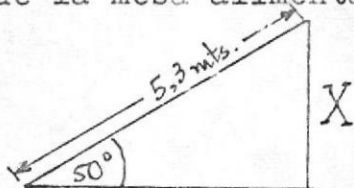
considerando un factor de seguridad de 100%:

$$Q'' = 30.000 \text{ lbs.}$$

Estudio del espacio debajo de la mesa alimentadora, que ocupará el sistema total de transmisión.-



Como sé que el sistema de transmisión total tiene una longitud desde la base del motor reductor al eje motriz de la mesa de 5,3mts. Pero como este sistema de transmisión no es recto, hacia arriba, sino inclinado, con un ángulo de  $\approx 50^\circ$ , por razones de espacio; luego la altura total de la columna de la parte delantera de la mesa alimentadora, será:



$$X = 5,3\text{m} \times \text{Sen } 50^\circ$$

$$= 5,3\text{m} \times 0,76 = 4 \text{ mts.}$$

Conociendo este valor, procedo a calcular los valores de X, x' y x'' (: ver gráfico anterior).

a) Cálculo de x.-

$$X = 14 \text{ mts} \times \text{Sen } 12^\circ = 14 \times 0,21 = 2,9 \text{ mts.}$$

$$\therefore X = 2,9 \text{ mts.}$$

b) Cálculo de x'.-

Por relación de triángulos semejantes:

$$\frac{2,9 \text{ m}}{13,58\text{m.}} = \frac{x'}{9,04}$$

$$x' = \frac{9,04 \times 2,9}{13,58}$$

$$x' = 1,9 \text{ mts.}$$

c) Cálculo de x''.-

Por relación de triángulos semejantes.-

$$\frac{2,9 \text{ m.}}{13,58\text{m.}} = \frac{x''}{4,52}$$

$$x'' = \frac{2,9 \times 4,52}{13,58}$$

$$x'' = 0,96 \text{ mts.}$$

Basándome en estos valores calculados anteriormente, tengo que la altura de las diferentes columnas será:

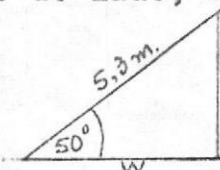
Columnas I.-  $h \approx 4 \text{ mts.}$  ( $\approx 157 \text{ pulg.}$ )

Columnas II.-  $h \approx 3 \text{ mts.}$  ( $\approx 118 \text{ pulg.}$ )

Columnas III.-  $h \approx 2$  mts. ( $\approx 79$  pulg.)

Columnas IV .-  $h \approx 1,1$  mts. ( $\approx 43$  pulg)

Ahora, a la vez, voy a ver el espacio, en sentido horizontal, y visto de lado, que ocupará el sistema total de transmisión:



$$W = 5,3 \times \cos 50^\circ$$
$$= 5,3 \times 0,64 = 3,4 \text{ mts.}$$

NOTA : Luego, como el espacio ocupado en este sentido es  $<$  que 4,52 mts., bien puedo ubicar todo el sistema de transmisión de potencia entre las columnas I y II .-

### Cálculo de las columnas centrales: B, C, M, N, O, P, I, H .-

#### a) Idealización del sistema.-

Como ya lo dije anteriormente, considero que estas columnas estarán sólo soportando el peso de la mesa alimentadora, completamente cargada, en las secciones correspondientes. Por tanto, estarán sometidas mayormente a fuerzas verticales que tiendan a producir pandeo dichas columnas; y si bien se producen fuerzas en otros sentidos como ser en sentido horizontal, debido al empuje de la arrastre, de caña y a la descarga; así como también vibraciones debido al transporte, sistema de transmisión, etc.; estas son soportadas por la estructura lateral de la mesa, como ya lo expliqué anteriormente; además que como he considerado un factor de seguridad de 100%, creo, que con esto habré compensado en parte, aunque sea la no consideración de las fuerzas anteriormente citadas. más tarde, me daré una mayor seguridad, cuando considero la carga crítica sobre la columna.

Por tanto, procedo a calcular las columnas citadas:

#### a) Columnas M, N, O, P.-

##### Columnas M y N .-

##### — Consideraciones preliminares.-

Estas columnas pertenecen a las columnas II del gráfico IV; por tanto, tendrán una altura (: longitud) de 3 mts.

$$\therefore l = 3 \text{ mts.} = 118 \text{ pulgadas.}$$

Tengo como datos, que:

a)  $P = 120.000$  lbs. ( carga vertical soportante)

b) soporta grandes "vibraciones" choques fuertes, y empuje en su parte superior; debido tanto a la descarga de caña sobre la mesa alimentadora, como al movimiento de las 12 cadenas.

c) El material de la columna de arrastre y del sistema de transmisión y cable será acero.

misión a usarse será Acero ASTM A-36.

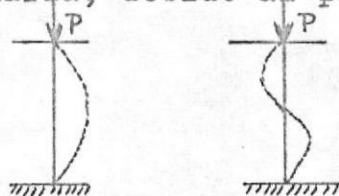
∴ E (módulo de elasticidad) =  $30 \times 10^6$  lbs/pulg<sup>2</sup>

d) Usaré columnas tipo WF, con base de plancha de acero;

— Cálculo de las columnas May N .-

Considerando que la columna se deformaría, debido al pandeo, en forma de una curva de medio seno:

$$( Y = Y_0 \text{ Sen } \frac{\pi}{L} x )$$



y como la columna es de igual sección y material a todo su largo; luego como para este caso existe la ecuación de pandeo:

$$(A) P_{crit.} = \frac{\pi^2 EI}{L^2} \quad (\text{ref. - Advanced Strength of Materials. P. 253})$$

P. 253)

donde: P. crit. = Carga a la cual se romperá la columna.

E = módulo de elasticidad del material de la columna.

I = momento de inercia polar de la sección de la columna

L = longitud o alto de la columna.

asumo un valor de P. crítico el doble del valor de la carga soportante por la columna; por tanto,

P. crítico = 240.000 lbs.

Es decir que la columna se romperá con un valor de P = 240.000 lbs.

Con lo cual me doy una seguridad referente a las vibraciones, e choques fuertes, y empujes, que los cité anterior mente.

por tanto en la ecuación (A):

$$(A') 240.000 \text{ lbs.} = \frac{9.85 \times 30 \times 10^6 \times I}{(120)^2}$$

Haciendo el análisis dimensional :

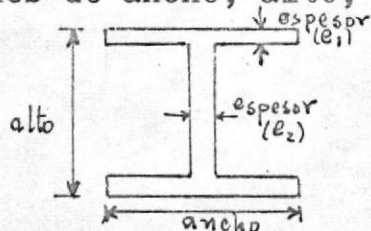
$$\text{lbs} = \frac{\text{lbs/pulg}^2 \times \text{pulg}^4}{\text{pulg}^2}$$

lbs = lbs.

En (A') despejo el valor de I:

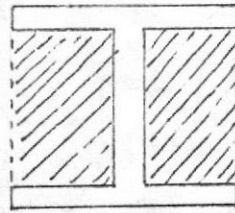
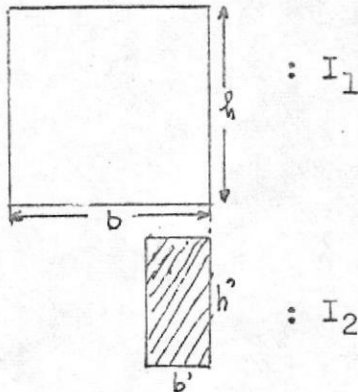
$$I = \frac{240.000 \times 14.400}{9.85 \times 30 \times 10^6} = 12 \text{ pulg.}^4$$

Ahora, conociendo este valor del mom. de inercia polar de la sección de la columna tipo WF que voy a usar, procedo a encontrar las dimensiones de ancho, alto, y espesor de la sección.



Considerando un espesor constante, o sea que  $t_1 = t_2$ ; tengo que el  $I$  de la sección, considerada será:

$$I = I_1 - 2I_2 \quad (B)$$



Voy a tantear con ciertas medidas, para encontrar el valor de  $I \approx 12$  pulg.<sup>4</sup>; y encuentro que las más indicadas para aceptarlas serán:

Dimensiones: ancho = 4"  
 alto = 6"  
 espesor = 1/4"

Compruebo:

En la ecuación (B):

$$I = I_1 - 2I_2$$

donde:

$$I_1 = \frac{bh^3}{12} = \frac{4'' \times 6''^3}{12} = \frac{4 \times 216}{12} \approx 70 \text{ pulg.}^4$$

$$I_2 = \frac{b'h'^3}{12} = \frac{1 \frac{7}{8}'' \times (5 \frac{1}{2}'')^3}{12} \approx 28 \text{ pulg.}^4$$

Por tanto:

$$I = 70 \text{ pulg.}^4 - 2 \times 28 \text{ pulg.}^4 \\ = 14 \text{ pulg.}^4$$

que lo acepto, pues en relación con

$I = 12 \text{ pulg.}^4$ , quiere decir que tendré mayor seguridad para el cálculo hecho.-

— Pero, hasta ahora no se ha tomado en cuenta la resistencia a la compresión del material de la columna.-

Selección de la Columna.-

Conociendo ya las dimensiones aproximadas de la sección de la columna ( $M$  y  $N$ ), voy a calcular en la instancia el área, de dicha sección, y en base a ella escoger la columna más apropiada

en el manual of steel construction.

$$\begin{aligned}\text{Area (sección)} &= 2 \times 4" \times 1/42 + 5 1/2" \times 7/4" \\ &= 2 \text{ pulg}^2 + 1 3/8 \text{ pulg}^2 \\ &\approx 2 1/2 \text{ pulg}^2\end{aligned}$$

pero esta área de sección de sol. es ideal, por ello voy a comprobar y encontrar el A aconsejada en la realidad, basandome en el manual of steel construction.

Ahora, como me decidí anteriormente a usar columnas tipo WF, de material: Acero ASTM A-36; y como dicho material para columnas tiene una resistencia a la tens. y compresión de:

- a) resistencia la tensión =  $\sigma_t = 0,60 F_y \approx 21.000 \text{ lbs/pulg.}^2$
- b) resistencia a la compresión: ref.- tabla 1-36 P. 5-68 (manual of Steel Construction).

En columnas, tengo el caso de compresión, por tanto:

1ero.) Resistencia a la compresión (pandeo):

pero antes saco el valor de:

$$\frac{Kl}{r} : \text{slenderness ratio } \textcircled{C}$$

donde K: factor de longitud efectiva de la columna. ref. Tabla C. 1.8.2.- P. 5-117.- manual of steel construction.

l: longitud de la columna

r: radio de giro o de inercia mínimo; según el tipo de columna que escoja.- ( $r = r_y$ ).

1a.) Valor de K.-

— Veo en la Tabla C. 1.8. 2, que considerando que la columna está empotrada en sus extremos, tiene un valor de  $K = 0,5$ , y si tiene, pandeo.

— Si la columna tiene empujes ó fuerzas que tienden a desplazar su parte superior hacia adelante:  $K = 1$

y como en mi caso las columnas centrales M, N y O, P soportan algo aunque en pequeña escala, empujes hacia adelante; bien puedo adoptar para darme un rango de seguridad, un valor de:

$$K = 0,65$$

1b) Valor de r.-

Conociendo en primera instancia que el área de la sección de la columna necesaria sería de  $3,5 \text{ pulg.}^2$  .- Escojo

$$A = 4,7 \text{ pulg}^2 \quad \text{—} \quad r = 0,96$$

(ref. manual of Steel Construction P. 3-25)

Luego: en  $\textcircled{C}$ :

$$\frac{Kl}{r} = \frac{0,65 \times 120 \text{ pulg.}}{0,96 \text{ pulg.}} = 80$$

Con este valor de  $\frac{Kl}{r}$ , voy a la tabla 1-36 P. 5-68 (Manual of Steel Construction<sup>r</sup>) y encuentro que:

$$\sigma_c = 15.360 \text{ lbs/pulg}^2 \text{ .- (resistencia a la compresión)}$$

Comprobación si el  $A = 4,7 \text{ pulg}^2$  es la conveniente.-

$$\text{Sé que: } \sigma_c' = \frac{F}{A} = \frac{P.\text{crit.}}{A} \quad (\text{compresión})$$

$$\therefore \sigma_c' = \frac{240.000 \text{ lbs.}}{4,7 \text{ pulg}^2}$$
$$\sigma_c' = 49.000 \text{ lbs/pulg}^2$$

que es  $>$  que  $\sigma_c$  permisible = 15.300 lbs/pulg<sup>2</sup>  
Luego no puedo aceptar :  $A = 4,7 \text{ pulg}^2$

2do. tanteo.-

Si:  $A = 10 \text{ pulg}^2$  (:area de la sección de la columna)  
 $r = 1,87$  (ref. manual of Steel Construction) P. 3-24).

Luego en (B):

$$\frac{Kl}{r} = \frac{0,65 \times 120''}{1,87 \text{ pulg}} = 41$$

Por tanto:

$$\sigma_c \text{ permisible} = 19.110 \text{ lbs/pulg}^2$$

Ahora, compruebo si  $A = 10 \text{ pulg}^2$  es la sección de columna aconsejable, según las condiciones de diseño y la resistencia del material.

Luego:

$$\sigma_c = \frac{F}{A} = P.\text{crit.} = \frac{240.000 \text{ lbs.}}{10 \text{ pulg.}} = 24.000 \text{ lbs/pulg}^2$$

que es mayor que  $\sigma_c$  permisible (= 19.000 lbs/pulg<sup>2</sup>)

3er. Tanteo .-

Si:  $A = 14 \text{ pulg}^2$

$r = 2,08$  (ref. manual of Steel Construction P. 3-23)

Luego en (B):

$$\frac{Kl}{r} = \frac{0,65 \times 120''}{2,08''} = 39$$

Por tanto:  $\sigma_c$  permisible = 19.200 lbs/pulg<sup>2</sup>

Ahora, compruebo si el área de la sección asumida es la correcta:

$$= \frac{F}{A} = \frac{240.000 \text{ lbs}}{14 \text{ pulg}^2} = 18.000 \text{ lbs/pulg}^2$$

que es menor que el  $\sigma_c$  permisible (= 19.200 lbs./pulg<sup>2</sup>)

Por tanto escojo la columna tipo WF, con:

a) una sección, con medidas nominales: 8" x 8".

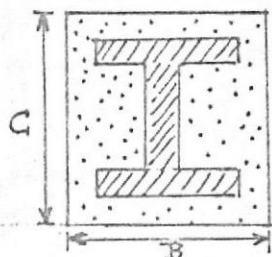
b) peso/pie = 48 lbs/pie

c) área de sección = 14,11 pulg<sup>2</sup>

d) material: Acero ASTM A-36

(Referencia Manual of Steel Construction P. 3-23)

NOTA: Las placas bases de dichas columnas, se encuentran especificadas en medidas y características en el manual of Steel Construction P. 3-78)



B = 18"

C = 21"

espesor ≈ 1,9"

Columnas O y P .-

Consideraciones Preliminares.-

Estas pertenecen a las columnas III del gráfico IV, por lo tanto, tendrán una altura de 2,1mts. (l = 2,1 mts. ≈ 80 pulg)

Además tnego como datos:

a) l = 80 pulg.

b) P = 120.000 lbs. (:carga vertical soportante.-)

c) Soportan grandes vibraciones, y mayores choques e impactos debido a la descarga de caña que las columnas M y N .- Es por ello que conociendo que la fuerza de impacto es 20.000 lbs considero que: P = 140.000 lbs.

d) Material de la columna: Acero A-36; cuyo E (módulo de elasticidad) =  $30 \times 10^6$  lbs/pulg<sup>2</sup>

e) Usaré columnas tipo WF, con base de plancha de acero.-

— Cálculo de las columnas O y P .-

Considerando deformación debida al pandeo en forma de Curva Seno y si el material y la sección de la columna es igual y constante en toda su longitud

$$\therefore \textcircled{A} \quad P. \text{ crít} = \frac{\pi^2 EI}{l^2}$$

Asumo un valor de P. crít con un 100% de seguridad, pues si P. alcanza este valor la columna se romperá irremediabilmente, por tanto:

$$P. \text{ crít} = 280.000 \text{ lbs.}$$

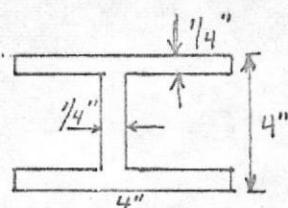
Luego en  $\textcircled{A}$  :

$$280.000 = \frac{9,85 \times 30 \times 10^6 \times I}{6.400}$$

$$\therefore I = \frac{280.000 \times 6.400}{9,85 \times 30 \times 10^6} = 7 \text{ pulg}^4$$

Con este valor, sumo una sección ideal de columna, que me servirá de base para los tanteos posteriores de secciones.-

Asumo:



Luego:  $I = I_1 - 2I_2$  (Ref. cálculo para Columnas M y N)

$$I = \frac{4 \times 64}{12} - \frac{2 \times 15/8 \times (7/2)^3}{12}$$

$$I = 21 - 13,5 = 7,5 \text{ pulg}^4$$

que es más o menos el  $I$  calculado idealmente. ( $I = 7 \text{ pulg}^4$ ).-

—Por tanto, el área de la sección ideal, que tengo en lera. - instancia será:

$$A = 2 \times 4 \times 1/4 + 3 1/2 \times 1/4 = 2 + 7/8 \approx 3 \text{ pulg}^2$$

Pero esta área de sección idealmente diseñada es muy inferior a la que en realidad es necesaria, como vimos para el caso anterior. Además que en ningún momento se ha tomado en cuenta la resistencia a la compresión del material de la columna.

Por tanto:

$$\text{—asumo } A = 10 \text{ pulg}^2$$

por tanto  $r = 1,87$  (ref. Manual P. 3-24)

Luego, conociendo que  $K = 0,65$ :

$$\frac{Kl}{r} = \frac{0,65 \times 80''}{1,87} = 28$$

Por tanto:  $\sigma_c$  permisible = 20.000 lbs./pulg<sup>2</sup>

ahora, compruego si el área de sección asumida es conveniente:

$$\sigma_c = \frac{P}{A} = P.\text{crít} = \frac{280.000 \text{ lbs}}{10 \text{ pulg}^2} = 28.000 \text{ lbs/pulg}^2$$

que es mayor que permisible; por tanto no acepto el  $A = 10 \text{ pulg}^2$

2do. Tanteo.-

$$\text{si: } A = 14 \text{ pulg}^2$$

$$\therefore r = 2,08''$$

si  $K = 0,65$ :

$$\frac{Kl}{r} = \frac{0,65 \times 80''}{2,08''} = 26$$

por tanto:  $\sigma_c$  permisible = 20.200 lbs/pulg<sup>2</sup>

Compruebo si  $A = 14 \text{ pulg}^2$  es una sección de columna conveniente para el caso que tengo:

$$\sigma_c = \frac{P}{A} = \frac{280.000 \text{ lbs.}}{14 \text{ pulg}^2} = 20.000 \text{ lbs/pulg}^2$$

que es menor que el  $\sigma_c$  permisible.- por tanto escojo una columna con las siguientes características:

- a) tipo : WF con base de plancha de acero
- b) medidas nominales de la sección: 8" x 8"
- b') medidas reales: 8 $\frac{1}{2}$ " x 8 $\frac{1}{8}$ " x (11/16" y 7/16") (ref. P. 1-16)
- c) peso/pie : 48 lbs/pie
- d) area de la sección = 14,11 pulg<sup>2</sup>
- e) material: acero A-36
- f) La placa base para cada columna están especificadas en el manual of Steel Construction P. 3-78.-

#### Columnas I y H .-

Aquí tengo como datos:

- a) l= 1 mt. = 40 pulg
- b) P = 60.000 lbs. (carga vertical soportante )
- c) Estas columnas soportan directamente además de la carga de caña, considerando la mesa completamente llena, la fuerza de impacto debida a la descarga de caña, que practicamente es aguantada por dichas columnas:  
Por ello considero:  
P = 100.000 lbs.
- d) material = acero A-36
- e) columna tipo WF, con plancha base de acero.-

#### Cálculo de las columnas I y H .-

Considerando un pandeo en forma de curva de Seno; y si el material y la sección de las columnas es igual en toda su longitud

Luego: (A)  $P_{crit} = \frac{\pi^2 EI}{l^2}$

Asumo un: P.critico = 200.000 lbs/pulg<sup>2</sup>  
por las razones anotadas anteriormente.

Luego en (A) :

$$200.000 = \frac{9,85 \times 30 \times 10^6 \times I}{1.600}$$

$$\text{de donde: } I = \frac{200.000 \times 1.600}{9,85 \times 30 \times 10^6} = \frac{320 \times 10^6}{295 \times 10^6} = 1,3 \text{ pulg}^4$$

que equivale a un área de sección ideal de  $\approx 1,8 \text{ pulg}^2$

Como lo anoté anteriormente, el  $\kappa$  en la realidad es muy superior al  $\kappa$  ideal, por tanto, asumo:  $\kappa = 8 \text{ pulg}^2$

NOTA : Pero antes cabe anotar, que para estas columnas, consideraré un valor de  $\kappa$ , mayor que el  $\kappa = 0,65$  escojido para las columnas anteriores, pues estas columnas ( I y H. ) soportan mayor empuje hacia adelante debido a la descarga,

en dirección indicada, de caña que la soportan directamente. Osea que el valor de  $k$  se acerca mas hacia  $k = 1$ ; luego asumo  $k = 0,75$  (Ref. Manual Tabla C. 1. 8. 2 P. 5-117).-

Ahora sí volviendo al valor de  $A=8 \text{ pulg}^2$ , voy a comprobar si es correcto:

Para  $A = 8 \text{ pulg}^2$  —  $r = 1,6''$   
(ref Manual P. 3-23)

$$\text{Luego: } \frac{Kl}{r} = \frac{0,75 \times 40}{1,6} = 18,7$$

Por tanto:  $\sigma_c \text{ permisible} = 20.700 \text{ lbs/pulg}^2$

$$\therefore \sigma_c = \frac{F}{A} = \frac{P.\text{crítico}}{A} = \frac{200.000 \text{ lbs.}}{8 \text{ pulg}^2} = 25.000 \text{ lbs. pulg}^2$$

Luego:  $\sigma_c \text{ actual} > \sigma_c \text{ permisible}$

Por tanto, vuelvo a tantear con un mayor valor de  $A$  de sección :

—Para  $A = 10 \text{ pulg}^2$

corresponde:  $r = 1,87''$

Sé que :  $K = 0,75$

$$\text{Luego: } \frac{Kl}{r} = \frac{0,75 \times 40''}{1,87''} = 16$$

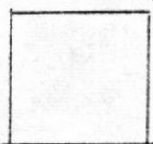
al que corresponde un  $\sigma_c \text{ permisible} = 20.800 \text{ lbs/pulg}^2$   
Compruebo si  $A = 10 \text{ pulg}^2$  es conveniente:

$$\sigma_c = \frac{F}{A} = \frac{P.\text{crítico}}{A} = \frac{200.000 \text{ lbs}}{10 \text{ pulg}^2} = 20.000 \text{ lbs/pulg}^2$$

veo que  $\sigma_c \text{ actual} < \sigma_c \text{ permisible}$ ; por tanto, escojo  $A = 10 \text{ pulg}^2$  para las columnas I y H .-

Por tanto escojo una columna, con las siguientes características:

- tipo: WF con base de plancha de acero.
- Medidas nominales de la sección  $8'' \times 8''$
- Medidas reales =  $8\frac{1}{8}'' \times 8'' \times (\frac{1}{2}'' \text{ y } \frac{5}{16}'' )$
- peso/pie = 34 lbs/pie (osea menor que las anteriores columnas por tanto es de menor espesor)
- area de la sección =  $10,1 \text{ pulg}^2$
- material: acero A-36 (ref. r.3-40)
- plancha base, medidas:  $B = 15 \text{ pulg}$



$C = 18 \text{ pulg}$   
espesor  $\approx 1\frac{1}{2} \text{ pulg}$

(ref. r. 3-78)

### Columnas B y C .-

#### Consideraciones preliminares.-

Aquí tengo como datos:

a)  $l = 4 \text{ mts.} \approx 160 \text{ pulg.}$

b)  $P = 60.000 \text{ lbs.}$  (:carga vertical soportada)

c) Estas columnas soportan, además la mesa alimentadora completamente llena, los empujes y vibraciones que se producen debido a que en ellas irán colocadas chumaceras que sirven de soportes al eje motriz de la mesa, que tiene 12 ruedas dentadas con sus respectivas cadenas de arrastre; lo que hará que haya un gran empuje hacia atrás; que será soportado directamente por las columnas.- además que en dicha eje van a los lados las ruedas grandes finales de la transmisión, lo que producirá grandes vibraciones que se transmitirán a las columnas: B y C

: Por todo ello, asumo un valor de:

$P. = 150.000 \text{ lbs.}$ , considerando unas de un 100% de factor de seguridad.

d) material = Acero A-36

e) Columna tipo WF con plancha base de acero.-

#### Cálculo de las columnas B y C .-

Según asunciones del pandeo enteriores, tengo que:

$$\textcircled{A} P.\text{crít} = \frac{\pi^2 EI}{l^2}$$

Asumo:  $P.\text{crítico} = 300.000 \text{ lbs/pulg}^2$

Luego en  $\textcircled{A}$  :

$$300.000 = \frac{9,85 \times 30 \times 10^6 \times I}{25,600}$$

$$I = \frac{300.000 \times 25.600}{9,85 \times 30 \times 10^6} = \frac{7.680 \times 10^6}{295 \times 10^6} = 26 \text{ pulg}^4$$

a lo que equivale un área de sección ideal de columna  $\approx 6\frac{1}{2} \text{ pulg}^2$

Ahora, como sé que siempre el A a usarse es mucho mayor que la idealmente calculada, luego:

a) Para  $A = 14 \text{ pulg}^2$

corresponde:  $r = 2,08''$

Pero antes en lo referente al valor de  $k$ , vale anotar que escoje un valor de  $k = 0,85$ , que es mayor que para las anteriores columnas, pues el empuje y vibraciones que soportan las columnas B y C en su parte superior es mayor que para las anteriores lo cual hace que las columnas B y C tiendan a doblarse.-

Ahora sí :

..1

$$\frac{kl}{r} = \frac{0,85 \times 160''}{2,08''} = 64$$

al que corresponde:  $\sigma_c$  permisible = 17.000 lbs/pulg<sup>2</sup>

(ref. manual P. 5-68.- Tabla 1-36)

Ahora, compruebo si el A sumida es conveniente:

$$= \frac{F}{A} = \frac{P.\text{critico}}{A} = \frac{300.000 \text{ lbs.}}{14 \text{ pulg}^2} = 21.400 \text{ lbs/pulg}^2$$

∴  $\sigma_c$  actual >  $\sigma_c$  permisible

Por tanto rechaza A = 14 pulg<sup>2</sup>

2do. tanteo.-

Para A = 17,5 pulg<sup>2</sup>

corresponde r = 2,57 pulg.

Sé que k = 0,85

por tanto:

$$\frac{kl}{r} = \frac{0,85 \times 160''}{2,57''} = 48$$

∴  $\sigma_c$  permisible = 18.500 lbs/pulg<sup>2</sup>

Ahora compruebo si A = 17,5 pulg<sup>2</sup> es conveniente:

$$\sigma_c = \frac{F}{A} = \frac{P.\text{critico}}{A} = \frac{300.000 \text{ lbs.}}{17,5 \text{ pulg}^2} = 17.300 \text{ lbs/pulg}^2$$

Luego:  $\sigma_c$  actual <  $\sigma_c$  permisible, por tanto puedo usar A = 17,5 pulg<sup>2</sup>.

NOTA .- Veo que bien se podría usar una columna de menores dimensiones en su sección, pues el valor de  $\sigma_c$  permisible me lo concede. Sin embargo debido a la gran carga, empuje y vibraciones que soportan estas columnas, escojo A = 17,5 pulg<sup>2</sup>

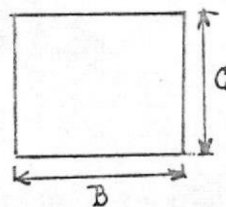
Es decir que las columnas B y C, tendrán las siguientes características:

- tipo WF, con plancha base de acero
- medidas de la sección: 10" x 10"
- peso/pie = 60 lbs./pie
- área de la sección = 17,6 pulg<sup>2</sup>
- (ref. manual P. 3-22 Tabla I).-  
e) plancha base:

medidas: B = 21 pulg

C = 23 pulg

espesor ≈ 2 pulg.



NOTA IMPORTANTE/.- Como estas columnas soportarán parte de las

columnas del eje motriz de la mesa; y como dichas chumaceras son bien grandes y anchas; habrá necesidad de usar 2 columnas en vez de una en cada sitio que corresponde a las columnas B y C respectivamente.- Para ello necesitaré usar columnas cuya sección tengo:  $A = \frac{17,5 \text{ pulg}^2}{2} \approx 9 \text{ pulg}^2$

∴ escojo 2 columnas para cada sitio: B y C con  $A = 9 \text{ pulg}^2$  cada una; cuyas características son:

- a) tipo: WF
  - b) medidas sección — 8" x 8" (alto x ancho)
  - c) peso/pie = 31 lbs/pie (que es la mitad del peso de la grande de 10" x 10" escojida anteriormente )
- (ref. P. 3-23)

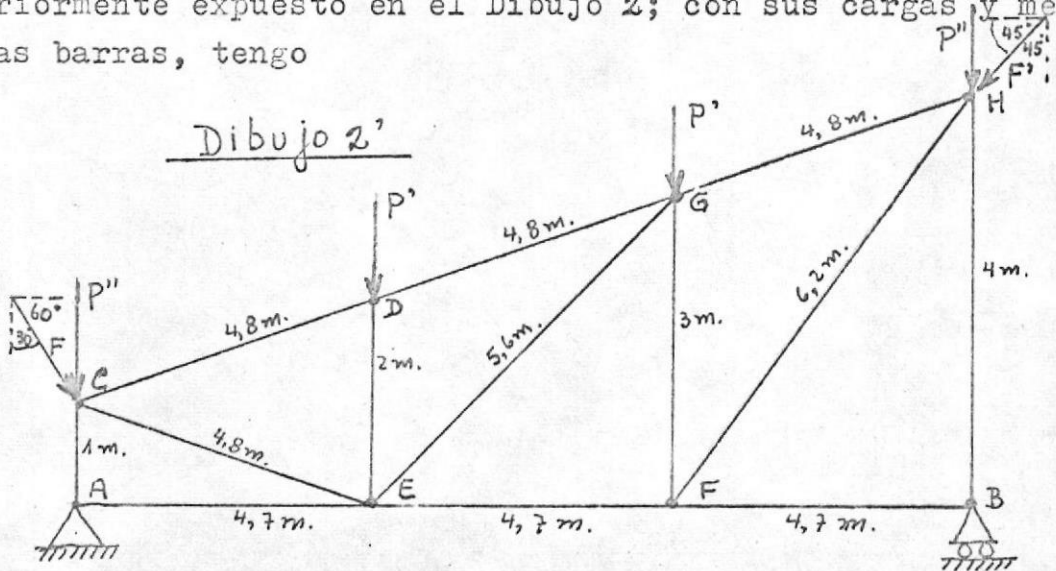
Resumiendo.- Las columnas centrales ( B, C, M, N, O, P, I, H), tendrán las siguientes:

<u>Columnas</u>	<u>Nº de c/u.</u>	<u>Tipo</u>	<u>Dimens. de sección</u>	<u>Peso./pie</u>
B y C*	1	WF con plancha base de acero.	10" x 10"	60 lbs/pie
M y N	1	"	8" x 8"	48 lbs/pie
O y P	1	"	8" x 8"	48 lbs/pie
I y H	1	"	8" x 8"	34 lbs/pie
B y C*	2	"	8" x 8"	31 lbs/pie

Cálculo y Diseña de la ESTRUCTURA LATERAL SOPORTANTE DEL SISTEMA.-

A) Idealización del sistema.-

Esquemmatizando el sistema; anteriormente expuesto en el Dibujo 2; con sus cargas y medidas de las barras, tengo



donde: a)  $P''$  y  $P'$  son fuerzas debidas a las cargas distribuidas que soporta cada nudo.-

b)  $F$  = fuerza de impacto debida a la descarga de caña

c)  $F'$  = fuerza actuante debida a la fuerza de tracción que se produce en el sistema de transmisión último, que mueve el eje motor de la mesa, y cuyas chumaceras extremas van cojidas a las columnas extremas de 4 mts. de altura cada una.

Asumpciones importantes.- Para poder aplicar el método analítico de **Nudos**, debo asumir que las uniones entre barras no son rígidas (que en realidad si lo son), sino que existen pines que hacen movibles las uniones, que es una condición esencial del método de **Nudos**. Por ello es que debo considerar un gran factor de seguridad, para los cálculos subsiguientes.

Así mismo considero el apoyo B no empotrado, sino sobre ruedas, pues la estructura debe ser algo flexible, como para soportar las grandes vibraciones y empujes que se producen.

Las fuerzas exteriores.- Actuantes sobre la estructura, considerando ya la distribución de la carga total sobre la mesa, actuante sobre cada columna; y tambien considerando las otras fuerzas exteriores, tengo que:

$$P'' = 30.000 \text{ lbs.}$$

$$P' = 60.000 \text{ lbs.}$$

Estos valores ya con un factor de seguridad de 100%

$$F = 10.000 \text{ lbs.}$$

$$F' = 300.000 \text{ lbs.}$$

Pero para suplir o compensar la asumpción hecha de que las uniones no son rígidas, es decir que no se producen momentos en ellas; así como tambien el hecho de que la estructura lateral, es la que está diseñada para soportar mayormente los choques e impactos y las vibraciones que se producen; por todo ello asumo que considerando un rango de seguridad apropiado:

$$P'' = 60.000 \text{ lbs.}$$

$$P' = 120.000 \text{ lbs.}$$

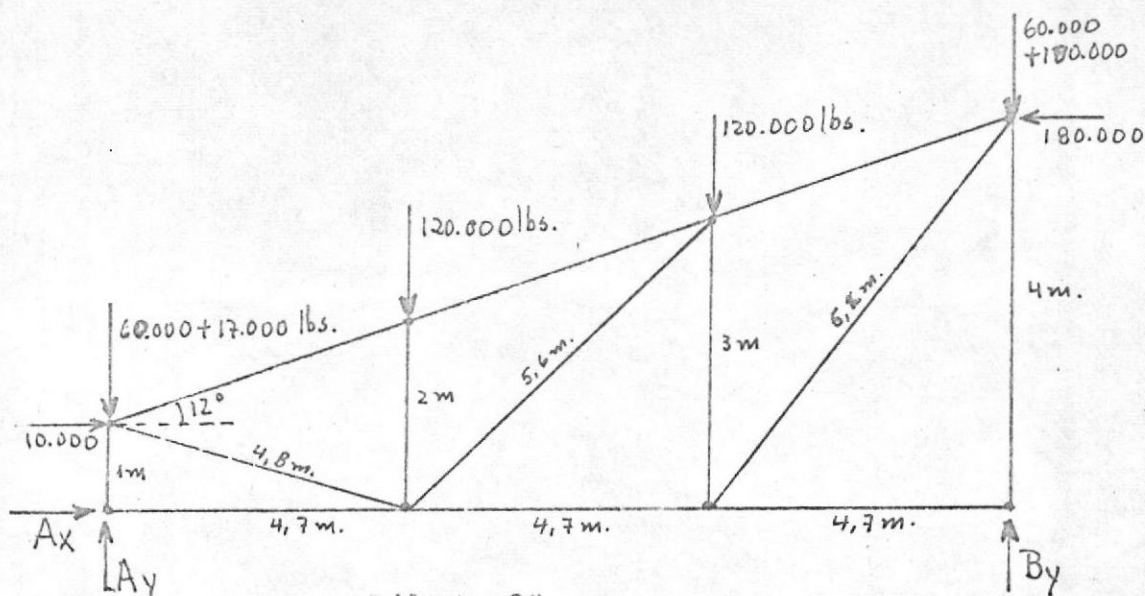
$$F = 20.000 \text{ lbs.}$$

$$F' = 300.000 \text{ lbs.}$$

Conociendo ya estos datos puedo a calcular la estructura.

Cálculo de las reacciones en los apoyos A y B .-

a).- Esquema.-



Dibujo 2"

$A_x$  y  $A_y$  : reacciones en el apoyo A

$B_y$  : reacción en el apoyo B.-

Pero antes de comenzar el cálculo, voy a comprobar si el sistema estructural que tengo es determinado, para así poder aplicar el método de Cremona aplicando los conceptos y ecuaciones básicas de la estática.

Condiciones de equilibrio:

$$2p = b + 3$$

donde:  $p = \text{N}^\circ$  de nudos ( $= 8$ )

$b = \text{N}^\circ$  de barras ( $= 13$ )

$$\text{Luego: } 2 \times 8 = 13 + 3$$

$$16 = 16$$

Por tanto el sistema es determinado .-

A).- cálculo de las reacciones.-

$$\sum F_x = 0 \text{ .-}$$

$$10.000 + A_x - 180.000 = 0$$

$$\rightarrow A_x = 180.000 - 10.000 = 170.000 \text{ lbs.}$$

$$F_y = 0 \text{ .-}$$

$$- 77.000 - 120.000 - 120.000 - 240.000 + A_y + B_y = 0$$

$$A_y = 540.000 - B_y \quad (1)$$

$$M_A = 0$$

$$10.000 \times 1 - 120.000 \times 4,7 + 120.000 \times 9,4 + 240.000 \times 14 - B_y \times 14 - 180.000 \times 4 = 0$$

$$B_y = \frac{4'250.000}{14} = 300.000 \text{ lbs.}$$

Luego en (1) :

$$A_y = 540.000 - 300.000 = 240.000 \text{ lbs.}$$

Resumiendo, las reacciones en los apoyos:

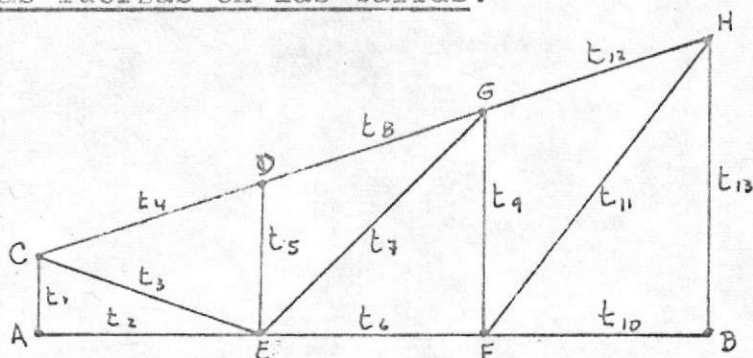
$$A_x = 170.000 \text{ lbs.}$$

$$A_y = 240.000 \text{ lbs.}$$

$$B_y = 300.000 \text{ lbs.}$$

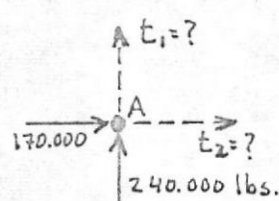
B) .- Cálculo de las fuerzas de tensión o compresión que se producen en las barras.-

Esquema con las fuerzas en las barras:



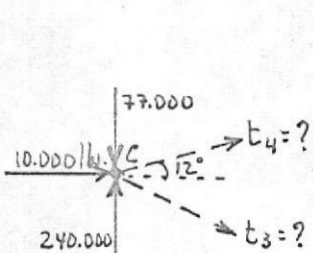
Aplicando el sistema de los nudos.-

Nudo A .-



$$\begin{aligned} \sum F_y &= 0 \\ 240.000 + t_1 &= 0 \\ t_1 &= -240.000 \text{ lbs. (compresión)} \\ \sum F_x &= 0 \\ t_2 &= -170.000 \text{ lbs. (compresión)} \end{aligned}$$

Nudo C .-



$$\begin{aligned} \frac{t_3}{t_{3x}} &= \frac{4,8}{4,7} & t_{3x} &= 0,98 t_3 \\ t_{3y} &= \frac{11}{4,8} t_3 = 0,23 t_3 \\ t_{4x} &= t_4 \cos. 12^\circ \\ t_{4y} &= t_4 \text{ Sen. } 12^\circ \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_x &= 0 \\ 10.000 + t_4 \cos. 12^\circ + 0,98 t_3 &= 0 \\ \therefore t_3 &= \frac{-10.000 - t_4 \cos. 12^\circ}{0,98} \quad (1) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_y &= 0 \\ -77.000 + 240.000 + t_4 \text{ Sen. } 12^\circ + 0,23 t_3 &= 0 \\ \therefore t_4 &= \frac{-163.000 - 0,23 t_3}{0,21} \end{aligned}$$

$$t_4 = -815.000 + 1,1 t_3 \quad (2)$$

reemplazando  $t_4$  en (1):

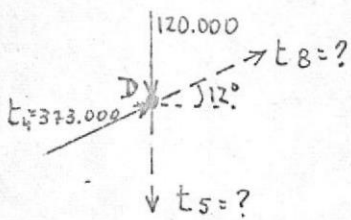
$$\begin{aligned} t_3 &= \frac{-10.000 - (-815.000 + 1,1 t_3) \times 0,98}{0,98} \\ 2,1 t_3 &= 805.000 \\ t_3 &= \frac{805.000}{2,1} = 402.500 \text{ lbs. (tensión)} \end{aligned}$$

Reemplazando este valor en (2):

$$t_4 = -815.000 + 1,1 \times 402.500$$

$$t_4 = - 373.000 \text{ lbs. (compresión)}$$

Nudo D .-



$$t_{4x} = t_4 \text{ Cos. } 12^\circ = 365.000$$

$$t_{4y} = t_4 \text{ Sen. } 12^\circ = 85.000$$

$$t_{8y} = t_8 \text{ Sen. } 12^\circ$$

$$t_{8x} = t_8 \text{ Cos. } 12^\circ$$

$$\sum F_x = 0 .-$$

$$365.000 - t_8 \text{ Cos. } 12^\circ = 0$$

$$t_8 = \frac{-365.000}{0,98} = 360.000 \text{ lbs. (compresión)}$$

$$\sum F_y = 0 .-$$

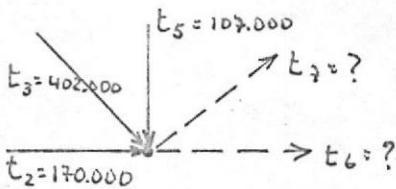
$$- 120.000 - t_5 + t_{4y} + t_{8y} = 0$$

$$- 120.000 - t_5 + 85.000 - 360.000 \text{ Sen. } 12^\circ = 0$$

$$- 120.000 - t_5 + 85.000 - 72.000 = 0$$

$$t_5 = - 107.000 \text{ lbs. ( compresión )}$$

Nudo E .-



$$\frac{t_7}{t_{7x}} = \frac{5,6}{4,7}$$

$$t_{7x} = \frac{4,7}{5,6} t_7 = 0,9 t_7$$

$$\frac{t_7}{t_{7y}} = \frac{5,6}{3}$$

$$t_{7y} = 0,6 t_7$$

$$\sum F_x = 0$$

$$170.000 - t_{3x} + t_{7x} + t_6 = 0$$

$$170.000 - 0,98 t_3 + 0,9 t_7 + t_6 = 0$$

$$170.000 - 393.000 + 0,9 t_7 + t_6 = 0$$

$$\therefore t_6 = 223.000 - 0,9 t_7 \quad (1)$$

$$\sum F_y = 0 .-$$

$$t_{3y} - 107.000 + t_{7y} = 0$$

$$0,23 t_3 - 107.000 + 0,6 t_7 = 0$$

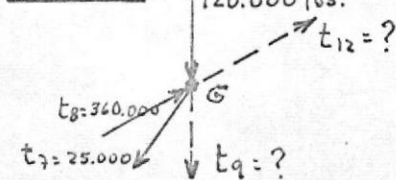
$$92.400 - 107.000 + 0,6 t_7 = 0$$

$$t_7 = 25.000 \text{ lbs. ( tensión )}$$

Luego en (1) .-

$$; t_6 = 223.000 - 0,9 \times 25.000 = 200.000 \text{ lbs. ( tensión )}$$

Nudo G .-



$$t_{12y} = t_{12} \text{ Sen. } 12^\circ = 0,22 t_{12}$$

$$t_{12x} = t_{12} \text{ Cos. } 12^\circ = 0,98 t_{12}$$

$$\sum F_x = 0 \text{ .-}$$

$$t_{8x} - t_{7x} + t_{12x} = 0$$

$$t_8 \cos. 12^\circ - 0,9 t_7 + 0,98 t_{12} = 0$$

$$352.000 - 23.000 + 0,98 t_{12} = 0$$

$$t_{12} = \frac{-329.000}{0,98} = -335.000 \text{ lbs. (compresión)}$$

$$\sum F_y = 0 \text{ .-}$$

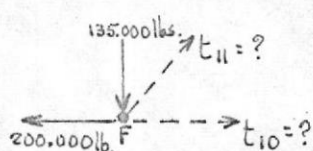
$$t_{8y} - t_{7y} - 120.000 - t_9 + t_{12y} = 0$$

$$360.000 \times 0,22 - 25.000 \times 0,6 - 120.000 - t_9 + (-335.000 \times 0,22) = 0$$

$$73.000 - 15.000 - 120.000 - t_9 - 73.700 = 0$$

$$t_9 = -135.000 \text{ lbs. (compresión)}$$

Nudo F.-



$$\frac{t_{11}}{t_{11x}} = \frac{6,2}{4,7}$$

$$t_{11x} = \frac{4,7}{6,2} t_{11}$$

$$t_{11x} = 0,75 t_{11}$$

$$\frac{t_{11}}{t_{11y}} = \frac{6,2}{4}$$

$$t_{11y} = 0,65 t_{11}$$

$$\sum F_x = 0 \text{ .-}$$

$$-200.000 + t_{10} + t_{11x} = 0$$

$$t_{10} = 200.000 - 0,75 t_{11} \quad \textcircled{1}$$

$$\sum F_y = 0 \text{ .-}$$

$$-135.000 + t_{11y} = 0$$

$$-135.000 + 0,65 t_{11} = 0$$

$$t_{11} = \frac{135.000}{0,65} = 210.000 \text{ lbs. (tensión)}$$

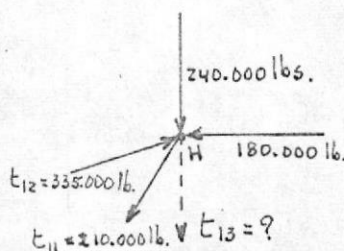
Luego en  $\textcircled{1}$ :

$$t_{10} = 200.000 - 0,75 \times 210.000$$

$$t_{10} = 200.000 - 157.500$$

$$t_{10} = 42.500 \text{ lbs. (tensión)}$$

Nudo H.-



$$\sum F_y = 0 \text{ .-}$$

$$-240.000 + t_{12y} - t_{11y} - t_{13} = 0$$

$$-240.000 + (335.000 \times 0,22) - (210.000 \times 0,65) - t_{13} = 0$$

$$-240.000 + 74.000 - 147.000 - t_{13} = 0$$

$$t_{13} = -387.000 + 74.000$$

$$t_{13} = -313.000 \text{ lbs. (compresión)}$$

Resumiendo estos valores de las fuerzas que se producen en las barras:

Tabla:

Barra A-C	— F = 240.000 lbs. (compresión)
Barra A-E	— F = 170.000 lbs. (compresión)
Barra C-E	— F = 402.500 lbs. (tensión)
Barra C-D	— F = 373.000 lbs. (compresión)
Barra D-E	— F = 107.000 lbs. (compresión)
Barra E-F	— F = 200.000 lbs. (tensión)
Barra E-G	— F = 25.000 lbs. (tensión)
Barra D-G	— F = 360.000 lbs. (compresión)
Barra G-F	— F = 135.000 lbs. (compresión)
Barra G-H	— F = 335.000 lbs. (compresión)
Barra F-H	— F = 210.000 lbs. (tensión)
Barra F-B	— F = 45.000 lbs. (tensión)
Barra H-B	— F = 313.000 lbs. (compresión)

C).- Selección de las barras adecuadas.-

Una vez calculadas las fuerzas de tensión o compresión que se producen en las barras de la estructura lateral; procedo a seleccionar el tipo de ellas que deberé usar según las fuerzas que soportan, considerando la resistencia del material, y tomando en cuenta además el factor económico.-

material a usarse en las barras:

Acero ASTM A-36 .-

a) Barra A-C .-

datos: a)  $F_c = 240.000$  lbs

b)  $l = 1$  mt. = 40"

c) barra tipo WF

Como está sometida a compresión, necesito conocer la resistencia permisible a la compresión, ( $\sigma_c$  permisible); pero como este valor es función de un factor  $\frac{kl}{r}$ , que ya lo cité anteriormente cuando calculé columnas centrales.-

Por tanto, según el caso que tengo:

$K = 0,75$  (ref. Tabla C. 1. 8. 2. manual)

Voy a escoger el área ( A ) de la sección de la barra, más convenientemente para usarla.-

asumo  $A = 10$  pulg<sup>2</sup>

∴  $r = 1,87$ "

Por tanto:  $\frac{kl}{r} = \frac{0,75 \times 40''}{1,87''} = 16$

∴  $\sigma_c$  permisible = 20.800 lbs/pulg<sup>2</sup>

Compruebo si este valor de A, escogido en primera instancia es

conveniente o no.-

$$\sigma_c = \frac{F_c}{A} = \frac{240.000 \text{ lbs.}}{10 \text{ pulg}^2} = 24.000 \text{ lbs/pulg}^2$$

∴  $\sigma_c > \sigma_c$  permisible; por tanto no puedo usar una barra con esta sección.-

Si:  $A = 11,7 \text{ pulg}^2 \rightarrow r = 2,04$

(ref. manual of Steel Construction P. 3-23 )

∴  $\frac{Kl}{r} = \frac{0,75 \times 40}{2,04} = 15$

∴  $\sigma_c$  permisible = 20.900 lbs/pulg<sup>2</sup>

verificación:

$$\sigma_c = \frac{F_c}{A} = \frac{240.000 \text{ lbs.}}{11,7 \text{ pulg}^2} = 20.600 \text{ lbs/pulg}^2$$

∴  $\sigma_c < \sigma_c$  permisible; por tanto escojo como barra A-C, una con las características:

a) tipo WF

b) medidas nominales de la sección= 8" x 8"

c) peso/pie = 40 lbs/pie (ref. P. 3-23)

d) Medidas reales= 8<sup>1</sup>/<sub>4</sub>" x 8<sup>1</sup>/<sub>8</sub>" x (9/16" , 3/8" , 3/16" )

(ref. P. 1-16)

b) Barra A-E .-

datos: a)  $F_c = 170.000 \text{ lbs.}$

b)  $l = 4,7 \text{ mts.} = 188 \text{ pulg.}$

c) barra tipo WF

considero:  $\frac{Kl}{r} = 0,65$  (ref. manual of Steel Construction, Tabla C. 1. 8. 2)

Asumo = Area de la sección de la barra ( A ) = 10 pulg<sup>2</sup>

Luego =  $r = 1,87"$  — para  $A = 10,09 \text{ pulg}^2$  (ref. Manual of Steel Construction P. 3-40 ) .-

Por tanto:  $\frac{Kl}{r} = \frac{0,65 \times 188"}{1,87"} = 64$

Al que corresponde:  $\sigma_c$  permisible = 17.040 lbs/pulg<sup>2</sup>

Comprobación del A:

$$\sigma_c = \frac{F_c}{A} = \frac{170.000 \text{ lbs.}}{10,09 \text{ pulg}^2} = 16.850 \text{ lbs/pulg}^2$$

luego  $\sigma_c$  actual <  $\sigma_c$  permisible; por tanto escojo una barra A-E con las siguientes características:

a) tipo: WF; material: Acero A-36

b) medidas nominales de la sección: 8" x 8" M

c) peso/pie = 34,3 lbs/pie ref. P.

d) medidas reales 8<sup>1</sup>/<sub>8</sub>" x 8" x (1/2", 5/16", 3/16" )

(ref, manual P. 1-16)

C).- Barra C-E .-

datos: a)  $F_{tens.} = 402.000 \text{ lbs.}$

b)  $l = 4,8 \text{ mts.} \approx 188 \text{ pulg.}$

c) barra tipo WF

Se que para Acero A-36:

$\sigma_{tens.} \text{ permisible} = 22.000 \text{ lbs/pulg}^2$

(ref. Manual P. 5-67)

Luego, encuentro un A. de la sección de la barra, en lera. ins  
tancia:

$$A = \frac{F}{\sigma_t} = \frac{402.000 \text{ lbs.}}{20.000 \text{ lbs/pulg}^2} = 20 \text{ pulg}^2$$

Por tanto, en el Manual of Steel Construction, escojo una área:

$$A = 19,7 \text{ in}^2 \rightarrow r = 2,12''$$

(ref. Manual P.3-23)

Comprobación .-

$$\lambda = \frac{l}{r} .-$$

donde :  $\lambda$  = razón de esbeltez

$l$  = long. de la barra

$r$  = radio de giro o de inercia mínimo.

$$\lambda = \frac{l}{r} = \frac{188''}{2,12''} = 89$$

al cual corresponde un valor de  $W$  (módulo de la fuerza actuante)  
de:

$W = 1,87$  (ref. Tabla de apuntes de estructuras industriales.-

Ing. Aguirre.- Tabla VI-1)

$$\therefore \sigma_t = \frac{F \cdot W}{A} = \frac{402.000 \times 1,87}{19,7} = 36.000 \text{ lbs/pulg}^2$$

Luego:  $\sigma_t > \sigma_t \text{ permisible}$  .- Por tanto, no escojo  $A = 19,7 \text{ pulg}^2$

Asumo:  $A = 26,19 \text{ pulg}^2 \rightarrow r = 2,63''$

$$\lambda = \frac{l}{r} = \frac{188''}{2,63''} = 71 \text{ --- } W = 1,6$$

$\sigma_t > \sigma_t \text{ permisible}$ ,

Asumo:  $A = 29,10 \text{ pulg}^2 \text{ --- } r = 3,09 \text{ pulg}$  (ref. Manual P. 3-20)

$$\lambda = \frac{l}{r} = \frac{188''}{3,09''} = 60 \text{ --- } W = 1,50$$

Por tanto:  $\sigma_t = \frac{402.000 \times 1,50}{29,10} = 21.000 \text{ lbs/pulg}^2$

$\therefore \sigma_t < \sigma_t \text{ permisible}$

Por tanto, escojo una barra C-E, con las siguientes característica  
cas:

a) tipo WF; material: Acero A-36

b) dimens. nominales:  $12'' \times 12''$

e) peso/pie = 99 lbs/pie (ref. manual P. 3-20)

- d) dimensiones reales:  $12 \frac{3}{4}'' \times 12 \frac{1}{4}'' \times (15/16'', 5/8'', 5/16'')$   
(ref. Manual P. 1-14)

Barra D-E .-

- datos: a)  $F_c = 107.000 \text{ lbs.}$   
b)  $l = 2 \text{ mts.} = 79''$   
c) barra tipo WF

Sé que  $K = 0,75$  ( para columnas bajo las condiciones de la columna D-E)

Asumo:  $A = 7,37 \text{ pulg}^2$  —  $r = 1,52''$  (ref. Manual P. 3-24)

$$\frac{Kl}{r} = \frac{0,75 \times 79''}{1,52''} = 39$$

Luego:  $\sigma_c$  permisible =  $19.270 \text{ lbs/pulg}^2$   
(ref. manual Tabla 1-36 P. 5-68)

Comprobación del A:

$$\sigma_c = \frac{F_c}{A} = \frac{107.000 \text{ lbs.}}{7,37} = 14.000$$

∴  $\sigma_c$  "mucho menor" que  $\sigma_c$  permisible; por lo tanto es antieconómica, una barra de esta sección.

Asumo:  $5,88 \text{ pulg}^2$  —  $r = 1,20''$  (ref. Manual P. 3-23)

$$\frac{Kl}{r} = \frac{0,75 \times 79''}{1,20''} = 50 \rightarrow \sigma_c \text{ permisible} = 18.350 \text{ lbs/pulg}^2$$

(ref. Tabla 1-36 Manual)

Comprobación:

$$\sigma_c = \frac{F_c}{A} = \frac{107.000 \text{ lbs.}}{5,88 \text{ pulg}^2} = 18.100 \text{ lbs./pulg}^2$$

∴  $\sigma_c < \sigma_c$  permisible; por tanto la barra D-E, tendrá las siguientes características:

- a) tipo WF; material: Acero A-36  
b) medidas nominales de la sección:  $8'' \times 5 \frac{1}{4}''$   
c) peso/pie =  $20 \text{ lbs/pie}$  (ref. Manual P. 3-23)  
d) medidas reales:  $8 \frac{1}{8}'' \times 5 \frac{1}{4}'' \times (3/8'', 1/4'', 1/8'')$  (ref. P. 1-16)

Barra C-D .-

- datos: a)  $F_c = 370.000 \text{ lbs.}$   
b)  $l = 4,8 \text{ m} = 188 \text{ pulg}$   
c) tipo WF

Considero :  $K = 0,65$  (réf. tabla C. 1. 8. 2)

1 Asumo:  $A = 14 \text{ pulg}^2$

Luego:  $r = 2,08''$  — para  $A = 14,11 \text{ pulg}^2$  (ref. Manual P. 3-23)

$$\frac{Kl}{r} = \frac{0,65 \times 188''}{2,08''} = 58 \rightarrow \sigma_c \text{ permisible} = 17.000 \text{ lbs/pulg}^2$$

Comprobación del A de la sección asumida:

$$\sigma_c = \frac{F_c}{A} = \frac{370.000 \text{ lbs.}}{14,11 \text{ pulg}^2} = 25.000 \text{ lbs/pulg}^2$$

Luego:  $\sigma_c$  mayor que  $\sigma_c$  permisible.

2) Asumo:  $A = 17,66 \text{ pulg}^2 \rightarrow r = 2,57 \text{ pulg}$  (ref. Manual P. 3-22)

$$\frac{Kl}{r} = \frac{0,65 \times 188''}{2,57''} = 47,6$$

Luego  $\sigma_c$  permisible = 18,600 lbs/pulg<sup>2</sup>

Comprobación del A sumida.-

$$\sigma_c = \frac{F_c}{A} = \frac{370.000 \text{ lbs.}}{17,66 \text{ pulg}^2} = 21.000 \text{ lbs./pulg}^2$$

Luego  $\sigma_c$  mayor que  $\sigma_c$  permisible.

3) Asumo:  $A = 19,4 \text{ pulg}^2 \rightarrow r = 2,58 \text{ pulg}$  (ref. Manual P. 3-24)

$$\frac{Kl}{r} = \frac{0,65 \times 188''}{2,58''} = 47 \rightarrow \sigma_c \text{ permisible} = 18.600 \text{ lbs/pulg}^2$$

Comprobación .-

$$\sigma_c = \frac{F_c}{A} = \frac{370.000 \text{ lbs.}}{19,4 \text{ pulg}^2} = 18.900$$

Luego:  $\sigma_c$  es más o menos el  $\sigma_c$  permisible.- Por tanto la barra C-D tendrá las siguientes características:

- tipo WF; material = Acero A-36
- dimensiones nominales de la sección: 10" x 10"
- peso/pie = 66 lbs/pie
- Medidas reales de la sección: 10 3/8" x 10 1/8" x (3/4", 7/16", 1/4" ) (ref. Manual P. 1-16)

Barra E-F .-

datos: a)  $F_t = 200.000 \text{ lbs.}$

b)  $l = 4,7 \text{ mts.} = 188''$

c) barra tipo WF .- Material: acero A-36

Sé que para Acero A-36:

$$\sigma_{\text{tens. permisible}} = 22.000 \text{ lbs/pulg}^2$$

Luego encuentro un area ( A ) de sección de la barra, en primera instancia:

$$A = \frac{F}{\sigma_t} = \frac{200.000}{20.000} = 10 \text{ pulg}^2$$

Por tanto, en el Manual of Steel construction escojo un A:

$$A = 14,4 \text{ pulg}^2 \rightarrow r = 2,54'' \text{ (ref. P. 3-22)}$$

Comprobación .-

$$\lambda = \frac{l}{r} = \frac{188''}{2,54''} = 74$$

$$\therefore W = 1,65 \text{ (ref. Tabla VI-1)}$$

por tanto:

$$\sigma_t = \frac{F_t \times W}{A} = \frac{200.000 \times 1,65}{14,4} = 22.300 \text{ lbs/pulg}^2$$

Luego:  $\sigma_t$  más o menos  $\bar{\sigma}_t$  permisible

Por tanto, la barra E-F, tendrá la siguientes características:

- tipo WF.- material : Acero A - 36
- dimensiones nominales de la sección: 10" x 10"
- peso/pie = 49 lbs/pie  
(ref. Manual P. 3-22)
- Medidas reales de la sección: 10" x 10" x ( 9/16", 3/8", 3/16" )  
(ref. manual P. 1-16)

Barra E-G .-

datos: a)  $F_{tens.} = 25.000 \text{ lbs.}$

b)  $l = 5,6 \text{ mts.} = 220 \text{ pulg.}$

c) barra tipor WF .- material : Acero A-36

d)  $\bar{\sigma}_{tens.}$  permisible = 22.000 lbs/pulg<sup>2</sup>

Cálculo del A de sección en primera instancia:

$$A = \frac{F_t}{\bar{\sigma}_t} = \frac{25.000 \text{ lbs.}}{20.000 \text{ lbs/pulg}^2} = 1,3 \text{ pulg}^2$$

1) Luego escojo en el Manual of Steel Construction:

$$A = 3,5 \text{ pulg}^2 \rightarrow r = 0,9'' \text{ (ref. P. 2-23)}$$

Por tanto:

$$\lambda = \frac{l}{r} = \frac{220''}{0,9''} = 244$$

Luego:  $W = 6$

Comprobación.-

$$\sigma_t = \frac{F_t \times W}{A} = \frac{25.000 \times 6}{3,5} = 60.000 \text{ lbs/pulg}^2$$

$\therefore \sigma_t$  mucho mayor que  $\bar{\sigma}_t$  permisible

$$2) A = 4,62 \text{ pulg}^2 \rightarrow r = 1,45'' \text{ (ref. P. 3-24)}$$

$$\lambda = \frac{l}{r} = \frac{220''}{1,45''} = 150 \rightarrow W = 4,5$$

Comprobación:

$$t = \frac{F_t \times w}{A} = \frac{25.000 \times 4,5}{4,62} = 24.500 \text{ lbs/pulg}^2$$

Luego:  $\sigma_t$  es mayor que  $\sigma_t$  permisible

$$3) A = 5,88 \text{ pulg}^2 \rightarrow r = 1,39 \text{ " (ref. P. 3-24)}$$

Luego:

$$\lambda = \frac{l}{r} = \frac{220}{1,39} = 156 \Rightarrow W = 5$$

Comprobación:

$$\sigma_t = \frac{F_t \times W}{A} = \frac{25.000 \times 5}{5,88} = 21.300 \text{ lbs/pulg}^2$$

Luego:  $\sigma_t$  es menor que el  $\sigma_t$  permisible; por tanto la barra E-G, tendrá las siguientes características:

- tipo WF; material: Acero A-36
- medidas nominales de la sección 6 x 6M
- peso por pie = 20 lbs/pie (ref. P.3-24)
- medidas reales de la sección: 6" x 6" x (3/8", 1/4", 1/82) (ref. P. 1,20)

#### Barra D-G .-

datos: a)  $F_c = 360.000 \text{ lbs.}$

b)  $l = 4,8 \text{ mts.} = 188 \text{ pulg.}$

c) barra tipo WF, material: Acero A-36

Sé que  $K = 0,65$  (ref: Table C. 1. 8. 2. Manual of Steel Construction)

1) Asumo  $A = 19,4 \text{ pulg}^2$ , que es la que sirvió para la anterior barra C-D. que incluso tenía una  $F_c (=370.000 \text{ lbs.})$  mayor que la de la barra D-G

Luego:  $A = 19,4 \text{ pulg}^2$  —  $r = 2,58 \text{ pulg}$

por tanto:  $\frac{Kl}{r} = \frac{0,65 \times 188}{2,58} = 47$

Luego:  $\sigma_c$  permisible = 18.600 lbs/pulg<sup>2</sup>

(ref. Manual P. 5-68; tabla 1-36)

Comprobación:

$$\sigma_c = \frac{360.000 \text{ lbs.}}{19,4 \text{ pulg}^2} = 18.300 \text{ lbs/pulg}^2$$

Luego:  $\sigma_c$  es menor que el  $\sigma_c$  permisible.-

Por tanto, la barra D-G, tendrá las siguientes características:

- tipo WF; material : Acero A-36
- medidas nominales de la sección:  
10" x 10"
- peso/pie = 66 lbs/pie (ref. Manual P. 3-22)
- Medidas reales de la sección: 10 3/8" x 10 1/8" x (3/4", 7/16", 1/4") (ref. Manual P. 1-16)

Barra G-F .-

- datos: a)  $F_c = 135.000$  lbs.  
b)  $l = 3$  mts. = 118 pulg  
c) barra tipo WF; material: acero A-36

Sé que ;  $K = 0,75$

- 1) Asumo:  $A = 7,37$  pulg<sup>2</sup>  $\rightarrow r = 1,52$ "  
(ref. Manual P. 3-24)

Luego:  $\frac{Kl}{r} = \frac{0,75 \times 118}{1,52} = 54$

Por tanto:  $\sigma_c$  permisible = 17.530 lbs/pulg<sup>2</sup>

Comprobación:

$$\sigma_c = \frac{135.000}{7,37} = 18.500 \text{ lbs/pulg}^2$$

Luego:

$\sigma_c$  es mayor que  $\sigma_c$  permisible .-

- 2) Escojo:  $A = 8,23$  pulg<sup>2</sup> —  $r = 1,47$  pulg (ref. Manual P. 3-24)

$$\therefore \frac{Kl}{r} = \frac{0,75 \times 118}{1,47} = 60$$

Por tanto:  $\sigma_c$  permisible = 17.400 lbs/pulg<sup>2</sup>

Comprobación.-

$$\sigma_c = \frac{F_c}{A} = \frac{135.000}{8,23} = 16.400 \text{ lbs/pulg}^2$$

Luego:  $\sigma_c$  es menor que  $\sigma_c$  permisible.

Por tanto la barra G-F, tendrá las siguientes características:

- a) tipo WF; material: Acero A-36  
b) medidas nominales de la sección: 8 x 6 $\frac{1}{2}$  M  
c) pes/pie = 28 lbs/pie  
(ref. Manual P. 3-24)  
d) medidas reales: 8" x 6 $\frac{1}{2}$ " x (7/16" x 5/16" x 1/8" )  
(ref. Manual P. 1-16)

Barra G-H .- (está sometida a compresión)

- datos: a)  $F_c = 335.000$  lbs.  
b)  $l = 4,8$  mts. = 188"  
c) barra tipo WF  
d) material: acero A-36

Sé que:  $K = 0,65$

Asumo:  $A = 19,4$  pulg<sup>2</sup>

$r = 2,58$  (ref. Manual P. 3-22)

$$\sigma_c = \frac{335.000}{19,4} = 17.400 \text{ lbs/pulg}^2$$

$$\frac{Kl}{r} = \frac{0,65 \times 188}{2,58} = 47$$

$$\therefore \sigma_c \text{ permisible} = 18.600 \frac{\text{lb.}}{\text{p}^2}$$

$\therefore \sigma_c < \sigma_c$  permisible; por tanto la barra G-H:

- a) tipo WF; material: Acero A-36
- b) medidas nominales de la sección: 10 x 10
- c) peso/pie = 66 #/pie (ref. Manual P. 3-22)
- d) Medidas reales: 10 3/8" x 10 1/8" x (3/4", 7/16", 1/4" )  
(ref. Manual P. 1-16)

Barra F-H .-

- datos: a)  $F_t = 210.000$  lbs.  
b)  $l = 6,2$  mts. = 243"  
c)  $\sigma_t = 22.000$  lbs/pulg<sup>2</sup>  
d) barra tipo WF

Cálculo en primera instancia de la area de la sección de la barra:

$$A = \frac{F_t}{\sigma_t} = \frac{210.000}{22.000} = 10,5 \text{ pulg}^2$$

1) Escojo un  $A = 14,4 \text{ pulg}^2 \rightarrow r = 2,54$  (ref. Manual P. 3-22)

$$\lambda = \frac{l}{r} = \frac{243''}{2,54} = 96 \rightarrow W = 2$$

$$\therefore \sigma_t = \frac{F \times W}{A} = \frac{210.000 \times 2}{14,4} = 29.000 \text{ lbs/pulg}^2$$

Por tanto,  $\sigma_t > \sigma_t$  permisible

2) Escojo un  $A = 17,06 \text{ pulg}^2 \rightarrow r = 2,1$

$$\lambda = \frac{l}{r} = \frac{243}{2,1} = 115 \rightarrow W = 2,6$$

$$\therefore \sigma_t = \frac{210.000 \times 2,6}{17} = 30.000 \text{ lbs./pulg}^2$$

$\sigma_t$  mayor que  $\sigma_t$  permisible

3)  $A = 19,41 \text{ pulg}^2 \rightarrow r = 2,58$  (ref. Manual P. 3-22)

$$= \frac{l}{r} = \frac{243''}{2,58} = 94 \rightarrow W = 2$$

$$\therefore \sigma_t = \frac{F \times W}{A} = \frac{210.000 \times 2}{19,4} = 21.500 \text{ lbs/pulg}^2$$

concluyo que  $\sigma_t < \sigma_t$  permisible, para un valor de  $A = 19,4 \text{ pulg}^2$

Por tanto, la barra F-H, será :

- a) tipo WF;
- b) medidas nominales de la sección 10" x 10"
- c) peso/pie = 66 lbs/pie  
(ref. P. 3-22).- Manual of Steel Construction)
- d) medidas reales: 10 3/8" x 10 1/8" x (3/4", 7/16", 1/4")  
(ref. manual P. 1-16)

Barra F-B .- (tensión)

- datos: a)  $F_t = 45.000$  lbs.  
 b)  $l = 4,7$  mts.  $\approx 189''$   
 c)  $\sigma_t = 22.000$  lbs/pulg  
 d) barra tipo WF

Cálculo de A inicialmente.-

$$A = \frac{F_t}{\sigma_t} = \frac{45.000}{20.000} = 2,3 \text{ pulg}^2$$

1) Escojo en el Manual of Steel Construction:  $A = 6,62 \text{ pulg}^2 \rightarrow$   
 $r = 1,36''$  (ref. P. 3-24)

$$\lambda = \frac{l}{r} = \frac{187''}{1,36''} = 138 \rightarrow W = 3,7$$

Compruebo si  $A = 6,62 \text{ pulg}^2$  es correcta para este caso:

$$\therefore \sigma_t = \frac{F \times W}{A} = \frac{45.000 \times 3,7}{6,6} = 25.000 \text{ lbs/pulg}$$

$\therefore \sigma_t > \sigma_t$  permisible .

2)  $A = 7,35 \rightarrow R = 1,43$  (P. 3-24)

$$\lambda = \frac{187}{1,43} = 130 \rightarrow w = 3,3$$

$$\therefore \sigma_t = \frac{45.000 \times 3,3}{7,35} = 20.000 \text{ lbs/pulg}^2$$

$\sigma_t < \sigma_t$  perm.

3)  $A = 7,06 \text{ pulg}^2 \rightarrow r = 1,53$  (ref. P. 3-24)

$$\lambda = \frac{187}{1,53} = 122 \rightarrow w = 2,9$$

$$\sigma_t = \frac{F \times w}{A} = \frac{45.000 \times 2,9}{7,06} = 18.500 \text{ lbs/pulg.}$$

$\sigma_t < \sigma_t$  perm.

veo que escojeré la de  $A = 7,06 \text{ pulg}^2$ , pues es de menos peso/pie y por tanto más barata, y sin embargo debido a un conformación tengo más seguridad.-

Por ello la barra F-B será:

- a) tipo WF  
 b) medidas nominales de la sección =  $8 \times 6\frac{1}{2}''$  M  
 c) peso/pie =  $24$  lbs/pulg (ref. P. 3-23)  
 d) medidas reales =  $7\frac{7}{8}'' \times 6\frac{1}{2}'' \times (3/8'', 1/4'', 1/8'')$  (ref. P. 1-16)

Barra H-B .- está sometida a compresión .-

- datos: a)  $F_c = 313.000$  lbs.  
 b)  $l = 4$  mts.  $\approx 157''$   
 c) barra tipo WF  
 d) material: Acero A-36

Considero:  $K = 0,85$  pues esta columna está además soportando la chumacera más grande de cada uno de los 2 ejes motrices de la mesa, lo cual hace que la columna tienda a moverse en su parte superior además del pandeo.-

Cabe anotar que esta columna debe ser bien ancha para que pueda tener gran área de soporte de la chumacera.

Asumo:  $A = 24,98 \rightarrow r = 3,07''$  (ref. P. 3-20)

$$\frac{Kl}{r} = \frac{0,85 \times 157''}{3,07''} = 44 \rightarrow \sigma_{cp} = 18.800$$

$$\therefore \sigma_c = \frac{313.000}{24,98} = 12.500 \text{ lbs/pulg}$$

$$\therefore \sigma_c \ll \sigma_{cp}$$

$$2) A = 21,16 \text{ pulg}^2 \text{ (P. 3-20)}$$

$$r = 3,04''$$

$$\frac{Kl}{r} = \frac{0,85 \times 157''}{3,04''} \approx 44 \rightarrow \sigma_{cp} = 18.800$$

$$\sigma_c = \frac{313.000}{21,16} = 15.000 \text{ lbs/pulg}^2$$

$$\therefore \sigma_c < \sigma_c \text{ permisible}$$

$$3) A = 19,11 \rightarrow r = 3,02 \text{ (ref. P. 3-20)}$$

$$\frac{Kl}{r} = \frac{0,85 \times 157}{3,02} = 44 \rightarrow \sigma_{cp} = 18.800$$

$$c = \frac{313.000}{19,11} = 16.800 \text{ lbs/pulg}$$

$$\therefore \sigma_c < \sigma_c \text{ permisible}$$

Luego escojo una barra H-B con características:

a) tipo WF; material: acero A-36

b) medidas nominales de la sección: 12 x 12

c) peso/pie = 65 lbs/pie (ref. P. 3-20)

d) medidas reales =  $12\frac{1}{8}'' \times 12'' \times (5/8'' \text{ y } 3/8'')$  (ref. P. 1-14)

Sin embargo cabe anotar que esta barra; columna en este caso, H-B como va a soportar una de las 2 chumaceras extremas que son las más grandes, bien podría reforzarse, y también dividirla en 2 columnas de tal manera que se aumente la A de soporte de la chumacera. O sea se podría usar dos columnas unidas de  $A = 9,71 \text{ pulg}^2$  (ref. Manual P. 3-22), que tendrán como características:

a) tipo WF

b) medidas nominales de la sección:  $10'' \times 8''$

c) peso/pie 39 lbs/pie

---

Resumiendo el cálculo de la estructura lateral soportante del sistema:

a) tipo de barra: WF

b) Material: Acero A-36

c) medidas: (longitud y sección):

	<u>Long.</u>	<u>Sección</u>	<u>Peso/pie</u>
1 barra A-C:	40"	8 <sup>1</sup> / <sub>4</sub> " x 8 <sup>1</sup> / <sub>8</sub> "	40 lbs/pie
2 barra A-E:	188"	8 <sup>1</sup> / <sub>8</sub> " x 8"	34,3
3 barra C-E:	188"	12 3/4" x 12 <sup>1</sup> / <sub>4</sub> "	99
4 barra D-E:	79"	8 <sup>1</sup> / <sub>8</sub> " x 5 <sup>1</sup> / <sub>4</sub> "	20
5 barra C-D:	188"	10 3/8" x 10 <sup>1</sup> / <sub>8</sub> "	66
6 barra E-F:	188"	10" x 10"	49
7 barra E-G:	220"	6" x 6"	20
8 barra D-G:	188"	10 3/8" x 10 <sup>1</sup> / <sub>8</sub> "	66
9 barra G-F:	118"	8" x 6 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> "	28
10 barra G-H:	188"	10 3/8" x 10 <sup>1</sup> / <sub>8</sub> "	66
11 barra F-H:	243"	10 3/8" x 10 <sup>1</sup> / <sub>8</sub> "	66
12 barra F-B:	188"	8" x 6 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> "	24
13 barra H-B:	157"	12 <sup>1</sup> / <sub>8</sub> " x 12"	65
	157"	10" x 8"	39 (2 barras)

Nota: Como son dos estructuras laterales; el número de barras de cada dimensión será el doble, o sea que en total necesitareé 26 barras.

CAPITULO VII

ESTUDIO ECONOMICO

I ) .- Costo Total aproximado de la obra

Precios de equipos y material.-

A) Fuerza Motriz

- Motor ( 98 H.P.; 1750 R.P.M.; 440 V. 60 ciclos; protección P-33)	\$75.000
- Reductor ( 106 H.P.; R.P.M. entrada: 1750; R.P.M. sal.= 18,3; 3 etapas )	340.000
- Acople flexible del motor - reductor	5.500
	\$ 420.500

B) Sistemas de Transmisión

a) Primer Sistema .-

- Una cadena RC 200 - 1 p = 2" Lon.= 235"	4.000
- Una rueda RC 200 - 1 tipo: B hueco = 8,3" pul cubo : S=5,6" L=14,5" D.prim. = 55,73"	3.500
- Una rueda RC 200 - 1 p = 2" D.Prim. = 15,98"	1.200

segundo Sistema.-

- una Cadena LXS 1245 - 2 p = 4,07" Lon. = 232"	8.000
- una rueda doble para la cadena ant. tipo: B hueco = 9" cubo: S = 2,5" L = 13" D.Pri. = 16,98"	2.500
- Una rueda doble tipo: B hueco =	7.000

hueco = 11"  
 cubo: S = 6,5"  
 L = 16"  
 D.Pri. = 54,37"

Tercer Sistema .-

- una cadena LXs 5022 - 2 17.000  
     p = 5"  
     Lon = 276"
- Una rueda doble 3.500  
     hueco = 12"  
     cubo :S = 3,5"  
         L = 16 "  
     D.Pri. = 20,89 "
- Una rueda doble 11.000  
     hueco= 12"  
     cubo: S = 9"  
         L = 19"  
     D.Pri. = 67,5"

b) Ejes de transmisión

- Eje I ( Diam.= 9" ; Lon. = 43" 6.000  
     material= acero C<sub>1045</sub>)
- Eje II( Diam = 11"; Lon.= 700" 890.000  
     material = acero C<sub>1045</sub>)
- Eje III ( Diam. =12" Lon = 710" 120.000  
     material = acero C<sub>1045</sub>,  
     con tratamiento térmico  
     especial)

c) Elementos y accesorios

- Eje I : -una chumacera con bocín 3.500  
     de bronce (D<sub>i</sub>= 8,52" ;  
     L = 11,5" ; e = 0,75")
- una chumacera con bocín de 3.000  
     bronce (D<sub>i</sub>= 7,01"; L=12";  
     e=5/8 ")
- cuatro pernos ( material: ac 80  
     acero corriente dulce; me-  
     didas = 1 1/4 " x 4" )

- 4 pernos (1 3/4 " x 4"	\$ 120
- 1 chaveta ( acero C <sub>1045</sub> ; 2 1/8 " x 13" )	250
- 1 chaveta ( 2"x 12 1/2" )	200
Eje II : - dos chumaceras de bronce	9000
( D <sub>i</sub> = 11,016"; L = 15"; e = 1 1/8" )	
- dos chumaceras de bronce	8.000
( D <sub>i</sub> = 11,016"; L = 10"; e = 1 1/8" )	
- dos chumaceras ( D <sub>i</sub> = 9,513" L = 12"; e = 7/8 " )	7,500
- doce pernos ( mat.=acero cte. dulce; cuatro - 2 1/4" x 4"; cuatro - 1 1/4" x 4"; cuatro - 1 5/8 " x 4" )	400
- una chaveta ( Acero C <sub>1045</sub> ; 2 1/4" x 22" )	500
- dos chavetas ( 2 1/4" x 18"	450
- dos acoples de platos (hierro fundido)	13.000
Eje III:- una chumacera de bronce ( D <sub>i</sub> =	8.000
12,018 " ; L = 26" ; e = 1 1/4" )	
- dos chumaceras de bronce ( D <sub>i</sub> =	10. 000
12,018"; L = 16"; e = 1 1/4"	
- una chumacera de bronce ( D <sub>i</sub> = 12,018	4.500
12,018 ; L = 13"; e = 1 1/4" )	
- 18 pernos (material : acero cte;	800
6-2 1/8" x 4" ; 4- 2 1/8 x 4"; 4- 2 3/8" x 4"; 4-1 1/2" x 4"	
- dos chavetas 1 1/3" x 32"	1.800
- doce chavetas de 1 1/3" x 6"	2.200
	<hr/>
	\$ 345.000
C).- <u>Mesa Alimentadora.-</u>	
- doce cadenas tipo Rivetless Chain	4480.000
698 ( p = 6 1/32"; Lon.=100' c/u . )	
- 24 ruedas conductoras( D.pri.=38"; p = 6 1/32" )	84.000

- 24 ruedas guías (D.prim18"; p=6 <sup>1</sup> / <sub>32</sub> " )	\$ 60.000
- Planchas añadidas que dan un total de 550" x 550"; de 1/2" de espesor ( acero ASTM A-7)	220.000
- 840 ángulos de hierro: 4" x 4" x 1/2" x 5,2' c/u	180.000
- 1680 platinas de desgaste: 180mm. x 100mm x 15mm	24.000
	\$ 1'048.000

D).- Estructura Soportante del Sistema.-

1) Vigas .- a) Sistema estructural base ( cuatro vigas transversales grandes)

1 viga WF de 10" x 8" x 14m. ( e=1/2" )	10.000
3 vigas WF de 10" x 10" x 14m.	36.000
b) 7 vigas longitudinales.-	
5 vigas WF 10"x8"x14m. (e=1/2")	50.000
2 vigas WF 8" x 6 1/2" x 14m (e= 3/8")	13.000
c) 78 vigas transversales pequeñas.-	
6 vigas I 7" x 3 5/8" x 2,3m c/u	2.400
6 vigas I 6" x 4" x 2,3m.c/u	2.400
60 vigas I 5" x 3 1/4" x 2,3m	18.000
6 vigas I 4" x 2 3/4" x 2,3m	1.500

2) Columnas y barras en general .-

( Estructura lateral )

Tipo de barra: WF ( Acero A- 36)

2 metros	8 1/4" x 8 1/4"	40lbs/pie	1.500
9,4 "	8 1/4" x 8	34,3	6.500
9,4	12 3/4" x 12 1/4"	99	12.000
4	8 1/8" x 5 1/4"	20	1.800
41,2	10 3/8" x 10 1/8"	66	38.000
9,6	10" x 10"	49	8.000
11,2	6" x 6"	20	44.500
15,5	8" x 6 1/2"	28	7.000
8	10" x 8"	39	5.800
16	8" x 8"	31	11.000

10	8" x 8"	48	\$ 6.900
2	8" x 8"	34	1.400
			<hr/> \$ 240.000

E).- Elementos primordiales necesarios para el montaje. -

Soldadura eléctrica :

2.000 lbs. soldadura 6011- 1/8" \$ 16.000

Soldadura autógena :

100 botellas de acetileno 50.000

200 " " oxígeno 87.500

- Tecles :

2 tecles de cadena de 6 tons. 40.000

2 " " raches de 6 tons. 60.000

- Alquiler de equipos (2 grúas aéreas potentes, tractores, etc. ) 350.000

---

\$ 603.000

F).- Mano de obra .- Suponiendo que el montaje se haga en época de interzafra ; entonces además del personal de planta se necesitaría contratar por el tiempo que dure la obra, (6 meses aproximadamente, con sobret.)

- 4 soldadores especializados ( \$2.200<sup>c</sup>/u. \$ 80.000 mensuales + sobretiempo )

- 3 mecánicos de primera (capataces) \$ 85.000 (3.000 mens. + sobret.)

- 6 mecánicos de segunda 105.000 (2.000 mens. + sobret.)

- 10 ayudantes de mecán. 105.000 (\$ 1.200 mens. + sobret.)

- 8 albañiles 100.000 (( \$ 1.400 mens. + sobret.)

- 1 maestro albañil 22.000 (\$ 2.500 mens. + sobret.)

NOTA: Se considera que se trabajará 12 h. \$ 497.000 horas diarias.

G ).- Imprevistos.-

\$/ 200.000

H ).- Costo Total aproximado de la obra :

\$/ 420.500 345.000 1.048.000

240.000 603.000 497.000

200.000 = 3.353.000

CAPITULO VIII

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

GENERALIDADES.- Antes que nada , cabe anotar que este sistema de alimentación de caña rinde los mejores resultados cuando se dispone de gran cantidad de caña en el campo ( mínimo 600.000 Tons.), y un buen transporte , organizado y completo .

El sistema ha sido calculado y diseñado considerando un gran porcentaje de seguridad posible, en todos sus aspectos y partes . Además no se ha descuidado a la vez el aspecto económico, citando en ciertos casos más de una posibilidad de selección de equipos o diseño . Así mismo se ha tratado de ocupar el menor espacio posible, sobre todo en los sistemas de transmisión . Esto se ha hecho , para que en caso de que el proyecto sea acogido por algún Ingenio del país , aparte de Aztra , los dueños de la empresa tengan a mano no sólo una posibilidad de llevarlo a cabo sino que puedan escoger según su criterio y facilidades de diferente índole.

Muchos de los mecanismos y accesorios que he calculado y diseñado, como Reductor, chumaceras, chavetas, chavetas , pernos etc., no hubiese sido necesario hacerlo, sino simplemente escoger según catálogos y manuales de acuerdo a las especificaciones y condiciones de los casos en cuestión . Sin embargo lo he hecho en base al valor académico - teórico que debe tener toda tesis de grado .

Sin embargo, es recomendable, en caso de que se quiera llevar a la práctica este proyecto , utilizar accesorios y elementos varios según lo aconsejen los manuales y catálogos, que son en muchos casos más convenientes, desde el punto de vista económico y de eficiencia, que lo calculado , debido a la gran experiencia de los técnicos que trabajan en cada uno de estos accesorios y mecanismos, y los ponen en stock para las casas distribuidoras para los que ellos trabajan , como por Ejemplo Link Belt (EE.UU.); Fives Lille Cail (Francia ) etc.

Ejemplo Caso del Reductor de Velocidad.- Por cálculos me da un Reductor con medidas básicas relativamente grandes, lo cual no me conviene para efectos de espacio y económicamente etc. por ello aconsejaría utilizar el reductor tipo B T 3.500, ( Manual Link Belt, cuyas características y especificaciones, son las mismas que las he considerado para el cálculo del Reductor de Velocidad, ya que bien se podría utilizar en este caso . Las características de este tipo de reductor son :

- a 1 ) Razón de Reducción de Velocidad (  $r$  ) = 95,7
- 2 ) Capacidad de Potencia = 116 HP
- 3 ) R.P.M. de entrada = 1.750
- 4 ) R.P.M. de salida = 18,3
- 5 ) Sobrecarga máxima en el eje de salida ( Overhung Load ) = 45.815 lbs.
- 6 ) ( Referencia.- Manual Link Belt # 1.050; pág 319-320)

a) Eje III de transmisión ( Eje motriz de la mesa ).- Este último eje, por experiencia en los cálculos similares de mesas alimentadoras siempre da por resultado de cálculo un diámetro demasiado grande , más o menos de 12" , debido a las bajas R.P.M. con que gira lo cual ocasiona un gran momento de torsión ; como sucedió cuando calculaban y diseñaban la mesa alimentadora para el ingenio "Casa Grande"= en el Perú . Pero en esa ocasión obtaron por darle un tratamiento especial al material del eje, usándose un eje de acero laminado en frío , no en caliente como normalmente se hace , y con una temperatura de estirado del material lo menor posible , con lo que se le daba mayor dureza y resistencia a los esfuerzos. En base a ello adoptó por usar un eje , de  $d = 9"$ , siendo que por cálculo dió  $d = 11"$  . Con lo cual se obtiene un menor peso del eje , mayor facilidad para el montaje y desmontaje, factibilidad de encontrar este eje en el mercado , pues por lo general basta  $d = 12"$  es fácil encontrar etc. Así mismo se ahorra en lo referente a chumaceras , pues se las necesita de menor tamaño .

Por las razones expuestas anteriormente, pongo a consideración el hecho de que bien se podría usar un eje motriz de la mesa de más o menos 12" de diámetro, en lugar de 13", pero con la condición de un tratamiento especial del material del eje ( acero C<sub>1045</sub> AISI), que consiste en obtener la menor temperatura posible de estirado , con lo cual se aumentará la resistencia a la fluencia y tracción . (Ref. Manual para Ingenieros Mecánicos de Baumeister ; pág 597).

Cabe anotar que Casa Grande , dió por resultado un eje menor que  $d = 13"$  ( $:11"$ ) a pesar de usar un acero St<sub>70</sub> también pues dicho eje gira a mayores R.P.M. que el que necesitaré para mi proyecto, y esto se entiende fácilmente pues el conductor principal de Casa Grande tiene una anchura de 4,5 mts contra 2,3 mts. del ingenio que estoy tratando ya que dicho ingenio tiene capacidad para moler más de 10.000 Tons de caña por día ; así mismo el conductor tiene una mayor velocidad promedio ( $\approx 170 \frac{mm}{seg}$ ); todo lo cual hace que la mesa tenga una velocidad de  $\approx 3 \frac{m}{min}$ , con una superficie de  $\approx 12 \text{ mts} \times 12 \text{ mts}$ .

- También podría usarse un material de mejor calidad aún que el C<sub>1045</sub> aunque ya aceros de mayor porcentaje de C que el que estoy utilizando se usa por lo general para otros casos ( herramientas etc.) ( Ref. Manual de Baumeister pág 589-y 599 ) . Sin embargo bien se podría usar un acero C<sub>1050</sub> , que sería el máximo permisible debido a su maquinabilidad, dureza, etc .

b) Posibilidad de aumentar las R.P.M. del eje motriz de la mesa.-

una manera muy conveniente para rebajar el diámetro del eje motriz de la mesa sería considerando la posibilidad de aumentar las R.P.M de dicho eje , rebajando el diámetro primitivo de la catalina de transmisión acuñada a dicho eje, ya que el manual de Hugot da un rango máximo de velocidad para una mesa alimentadora entre 3 y 4,5 m /min ; y considerando que la mesa que he calculado tiene más o menos 1,6m/min . Es decir que bien puedo aumentar las R.P.M. de dicho eje motriz ; tomando en cuenta eso si , la posibilidad de realizar reformas : 1) En el nivelador de caña, como ser elevar un poco su altura con respecto al conductor principal .2) Restando así mismo el número de cuchillos en los machetes. En fin se pueden realizar algunas modificaciones tendientes a evitar atoros en nivelador y machetes, pues con una alimentación más rápida de caña al conductor, por medio de la mesa alimentadora habría el peligro de atoros pues vendría un colchón más alto de caña y el conductor principal tendría que trabajar a mayor velocidad promedio que la de 140mm<sup>seg</sup> considerada anteriormente, y que es a la que normalmente trabaja. Así mismo también podría hacerse un poco más ancho el conductor principal, sobre el que se descarga la caña, para de esa manera conseguir una menor altura del colchón de caña.

Conviene citar que bien se podría aumentar la velocidad de la mesa que la considerada , si se hiciera la mesa no cuadrada, sino más larga que ancha ( Ej. Long: 18mts x ancho 10,8 ; para mantener la superficie de mesa calculada anteriormente en el capítulo v.)

c) Conveniencia de usar un reductor - variador de velocidad en el Sistema motriz de la mesa (: Impulso).- Se podría usar en lugar de un reductor fijo de velocidad, un variador de velocidad, (PqIeV), que es un reductor provisto de poleas variadoras de velocidad , y q. permita regular velocidad de la mesa alimentadora , entre un máximo y un mínimo , según haya necesidad de alimentar mayor o menor cantidad de caña al conductor principal , basándose en el hecho de que éste rueda a una mayor o menor velocidad , en relación directa con la velocidad de los molinos , y según la periodicidad de llegada del transporte de caña . Para dar una idea más clara del motor -Reductor variador de velocidad , citaré que la transmisión de velocidad variable , entre el motor y el Reductor , se compone de:

- a) a) Un motor electrico normal tipo cerrado .
- b) Una polea motriz de Diámetro variable , accionada por un servomotor .
- c) Una polea Receptora de Diámetro variable, automática, que acciona el eje de entrada del Reductor .

d) Una banda ancha de estructura especial de transmisión , entre el motor y el reductor.

Nota: Con todo esto no habría ningún problema, pues los ejes de transmisión mientras mayor R.P.M. tengan, tendrán un menor momento torsor, y por tanto su diámetro, que ha sido calculado para el mínimo R.P.M. posible, será sobrado para soportar los esfuerzos que se produzcan .

d ) Acople del motor - Reductor , aconsejado .- Lo aconsejable en casos de alta transmisión de potencia y cuando el acople entre el motor y el reductor está sometido a golpes fuertes e intermitentes, entonces este acople debe ser del tipo "flexible" que es el más aconsejado para este tipo de trabajo. Ahora bien, este acople debe ser con simbras o con cauchos en forma de barriles o bolas .

También se pueden usar acoples hidráulicos , pero éstos son de constitución más complicada, que no es lo aconsejado para casos de reparación urgente ; y sobre todo sirve es para casos más críticos que el que tengo en cuestión, así mismo son difíciles de encontrar en el mercado.

e ) El Porqué de usar chumaceras demasiado grandes que lo necesario.- Un ejemplo de ello fue para el caso de las chumaceras B y E del eje II de transmisión en que por efecto de la fuerza actuante era necesario una chumacera pequeña, pero en cambio por razones de condición de lubricación y desgaste si se hubiese usado la chumacera estrictamente necesaria según el cálculo hecho, esto hubiera ocasionado el hecho de que cada cierto corto período de tiempo se tuviera que cambiar los bocines de esta chumacera, lo cual hubiese resultado más caro económicamente que el hecho de usar la chumacera grande, aparentemente sin necesidad , pues el hecho de parar el sistema total de alimentación de caña, por cambiar el bocín de una chumacera, lo cual demora gran tiempo pues habría que trabajar con tecles pesados para poder levantar el eje de 7,5 m. de largo y 11" de diámetro , y así poder cambiar el bocín malogrado . Esto lógicamente ocasionaría una parada larga de molienda Así mismo habría que tener una gran cantidad de bocines de repuesto en stock .

También desde el punto de vista de la estética y buena presentación del sistema total, no se vería bien dos chumaceras demasiado pequeñas en comparación con las otras cuatro que están en el mismo eje.

f ) La necesidad de usar templadores de cadenas .- Todas las chumaceras que soportan las ruedas o catalinas de transmisión tanto de la fuerza motriz como del movimiento de las cadenas (de las cadenas) de arrastre de la mesa alimentadora , deben tener templadores, que son accionados cuando debido al desgaste, las cadenas de transmisión ( pines, rodillos , etc. ) pierden el templado original adecuado para una eficiente transmisión; entonces en estos casos hay necesidad de templar dichas cadenas .

g ) Ruedas guías o locas .- En el caso de las 12 cadenas de arrastre de la mesa, por ser demasiado largas, es necesario usar tres ruedas guías para cada cadena, por debajo de la mesa alimentadora ; todo lo cual favorece a una mejor transmisión en caso de cadenas largas .

h ) Para el montaje de las ruedas catalinas de los sistemas de transmisión debido al ajuste que tendrán los ejes, será necesario calentar previamente el diámetro interior de la rueda para que se dilate algo , y así poder meterla en el eje.

i ) En el capítulo III referente a la fuerza motriz del sistema , no mencioné el hecho de que el tipo de ruedas catalinas a usarse será, además del tipo B de cubo, de la forma " Plate Center Sprocket" , con lo cual es más permisible aún las asunciones hechas para el cálculo de los ajustes en las secciones de los ejes donde van metidas las ruedas ( Ref. Link Belt 1/050; pág 112)

j ) Lubricación.- 1) Limpiar y engrasar convenientemente por lo menos una vez cada 24 horas de trabajo, los rodillos de las cadenas de transmisión de la mesa alimentadora, pues debido al lavado de caña que, por lo general se realiza en ella, y al polvo y suciedades que allí se acumulan , todo esto tiende a desgastar rápidamente los rodillos , pines, y en general la vida de la cadena se reduce considerablemente . Todo esto se evitará en gran parte con una constante y prolija lubricación.

2) Así mismo hay que lubricar debidamente todas las chumaceras del sistema , con grasa rica en molibdeno , y con una periodicidad de 2 veces cada 24 horas, y con el tipo de engrase a presión por medio de los graseros que debe tener cada chumacera, y con ello se previene de un desgaste prematuro a los bocines. La característica de la lubricación a usarse será : Límite o por película

delgada.

3) El reductor de velocidad del impulso , debe ser cambiado de aceite cada 15 días, suponiendo trabajo constante . El aceite recomendable para estos casos debe tener una viscosidad de 19 Engler a 50° C .

k ) Winches descargadores de la caña en los carretones .- Usar los mismos winches que inicialmente se utilizan para descargar la caña directamente sobre el conductor principal; pasando el del otro lado a un mismo junto al otro winche , de tal manera que se descarguen los dos carretones que trae cada transporte de la empresa, a la vez.

l ) ( Instalaciones adicionales recomendables. ) .- 1) Instalar una grúa móvil , que sirva para recoger la caña que ha sido tirada en el suelo por los carretones para no tener que esperar en caso de que haya habido algún problema en fabrica, que hubiese parado la molienda ; de tal manera que así el transporte puede ir a traer más caña y no perder tiempo esperando. Incluso, sin necesidad de que pare la molienda , si se aglomeran muchos carretones, éstos pueden ser descargados en el suelo, y con ello se obtiene una buena reserva de caña sobre todo para la noche que es cuando defecciona un poco el transporte de caña en todo el Ingenio.

2 ) Es conveniente la instalación del sistema de lavado de caña sobre la mesa alimentadora , pues con ello se obtiene un mejor lavado debido a que los paquetes de caña van aflojados y a menor velocidad que en el conductor principal, que es sobre el cual actualmente existe el lavado de caña .

3 ) Sería necesario instalar, como reserva, un winche de descarga de los carretones de caña, a parte de los dos anteriormente citados, al frente de la mesa, al otro lado del conductor principal; para así solucionar en parte el problema de alimentación de caña en caso de algún daño en la mesa alimentadora .

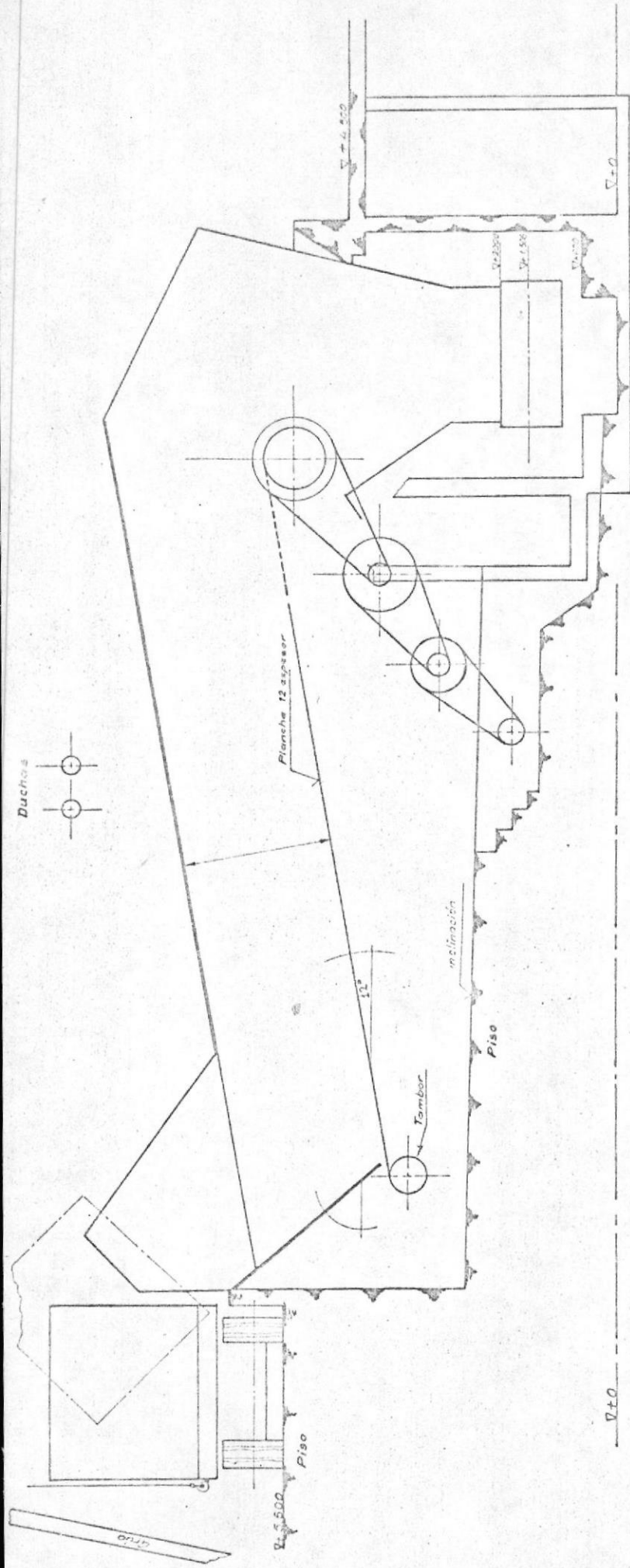
ll ) Es sumamente necesario tener el suficiente stock de herramientas pesadas y maquinaria necesaria para reparaciones y mantenimiento preventivo . Así mismo debe tenerse una buena reserva de material y accesorios pequeños que son más factibles de dañarse, y por causa de la cual puede parar la molienda, sinno se tiene enseguida el repuesto necesario.

m ) Como conclusión final diré que el sistema calculado y diseñado es en si sencillo en gran parte, y que sin embargo presta grandes servicios todo lo cual lo hace recomendable desde todo punto de vista.

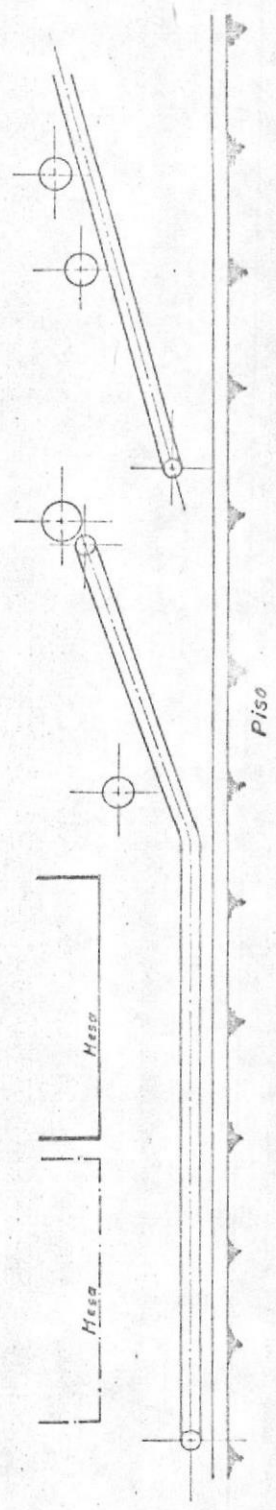
CAPITULO IX

APENDICE :

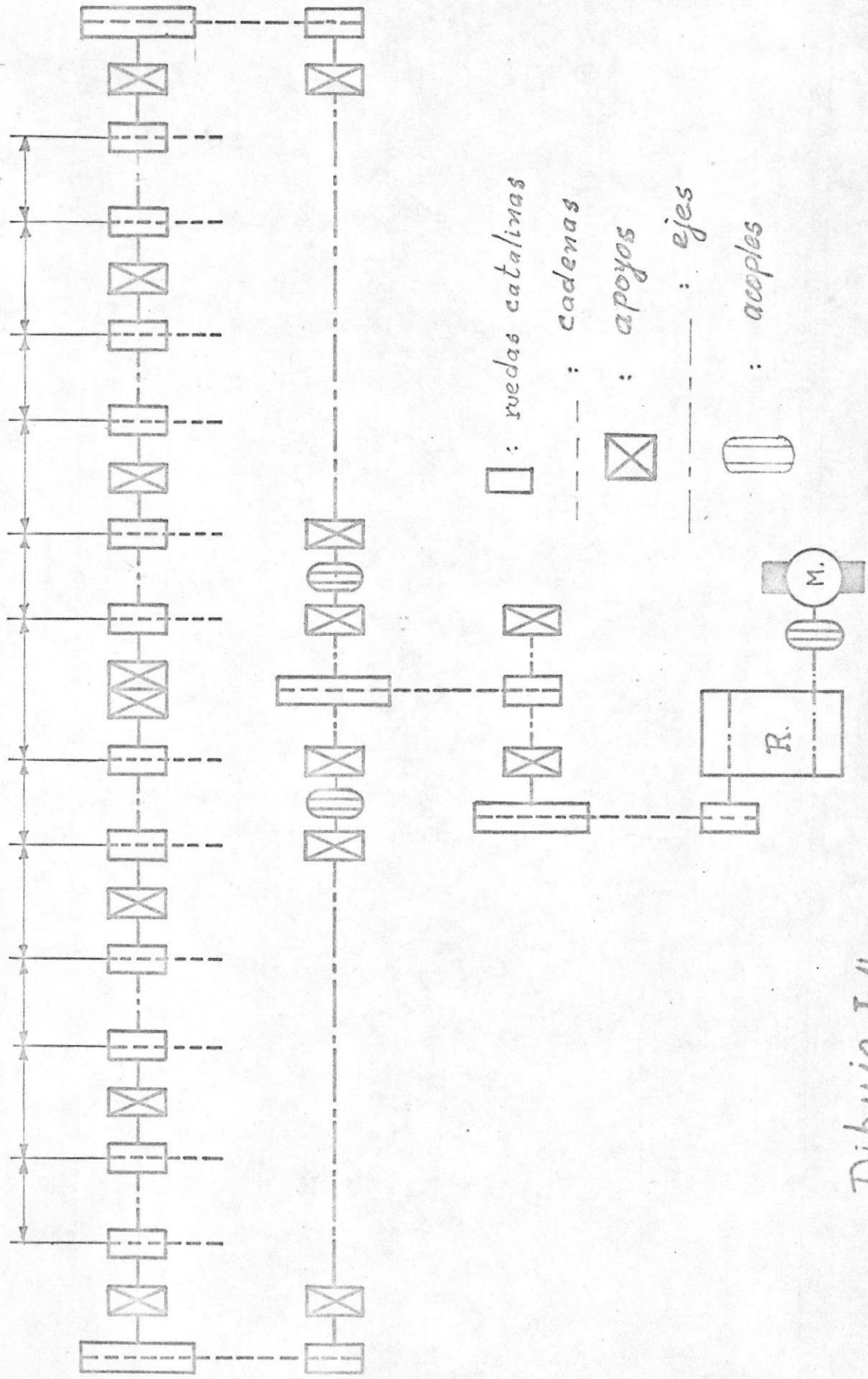
- a) Dibujos
- b) Tablas
- c) Bibliografía



Dibujo I-2

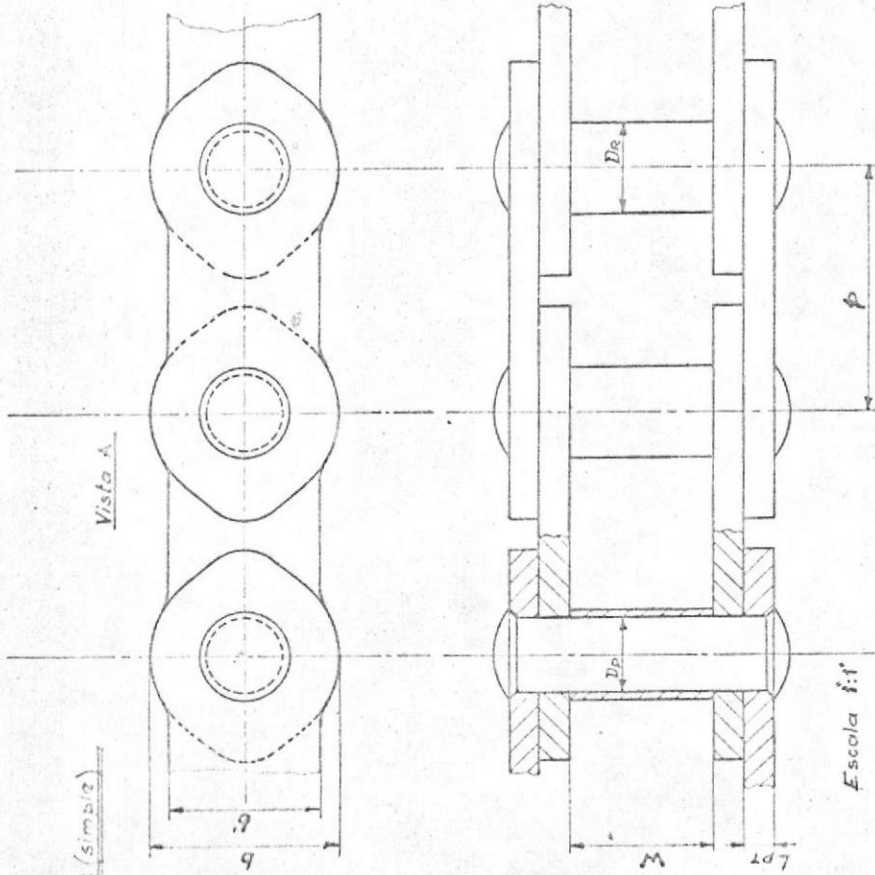


Dibujo I-3

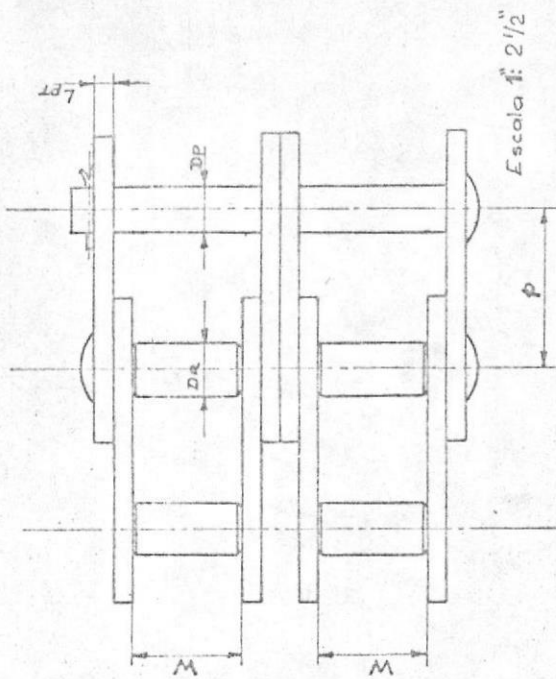


*Dibujo I-4*

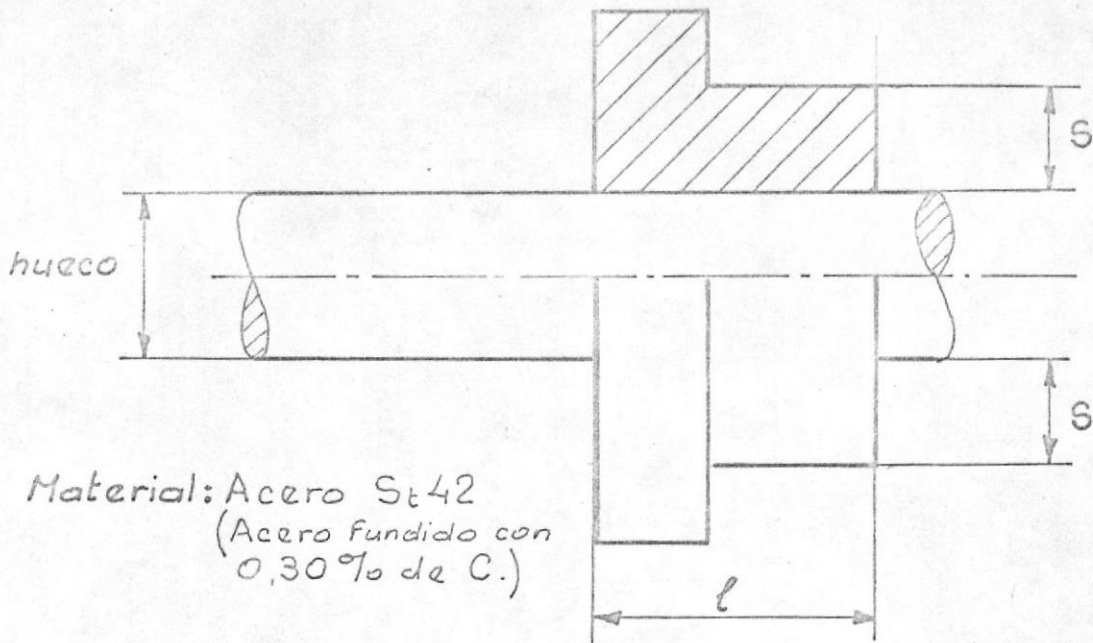
Cadenas C y D (doblas)



- Normanclatura:
- $p =$  pitch
  - $b =$  ancho de la placa, en la secc. del agujero
  - $b' =$  ancho de la placa en su parte central
  - $W =$  largo del rodillo
  - $D_R =$  diámetro ext. del rodillo
  - $D_p =$  diámetro del pasador
  - $L_{pt} =$  espesor de las placas laterales
- NB: En el dibujo, la vista A sirve para los 2 eslabones.



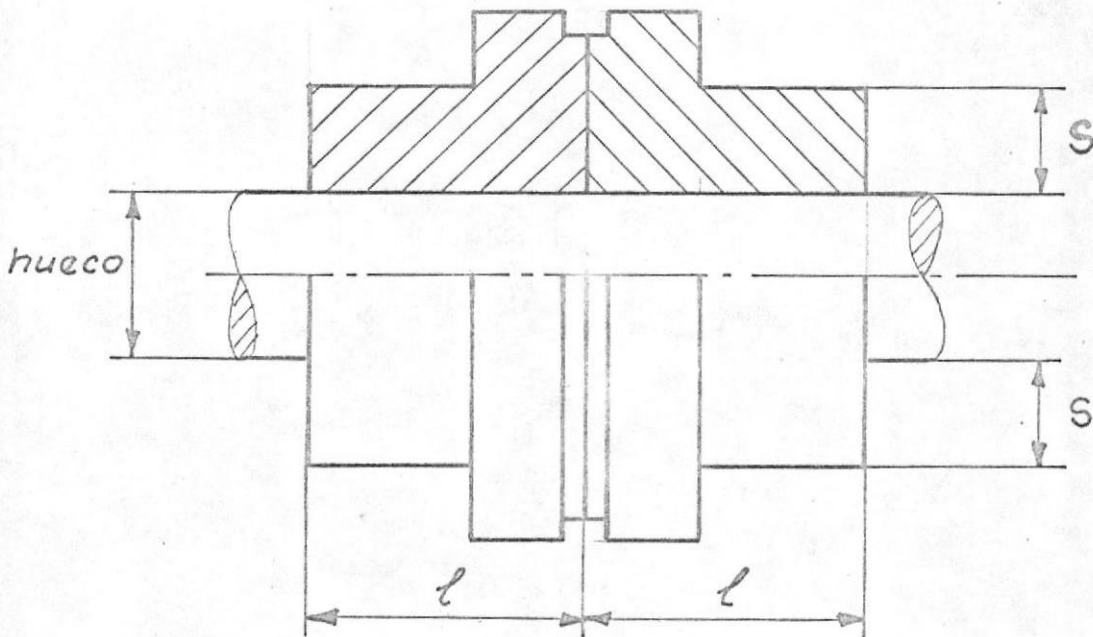
Cubo de la rueda B<sub>2</sub>



Material: Acero St42  
(Acero fundido con 0,30% de C.)

Cubo { hueco = 8.3  
altura(s) = 5.6  
long(l) = 14.5 } Medidas en pulgadas

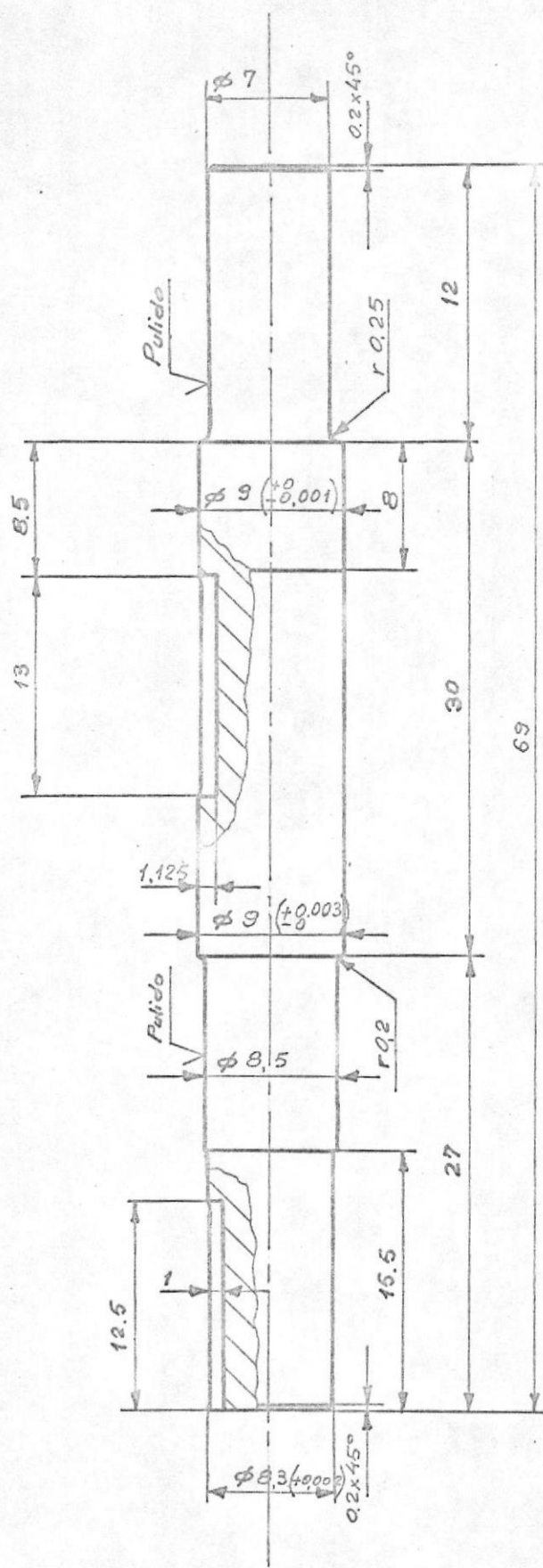
Cubo de las ruedas C<sub>1</sub>-C<sub>2</sub>-D<sub>1</sub>-D<sub>2</sub>



Material: Acero St42  
(Acero fundido con 0,30% de C.)

Ruedas	hueco	altura(s)	long.(l)
C <sub>1</sub>	9	2.5	13
C <sub>2</sub>	11	6.5	16
D <sub>1</sub>	11	3.5	16
D <sub>2</sub>	12	9	19

Medidas en pulgadas

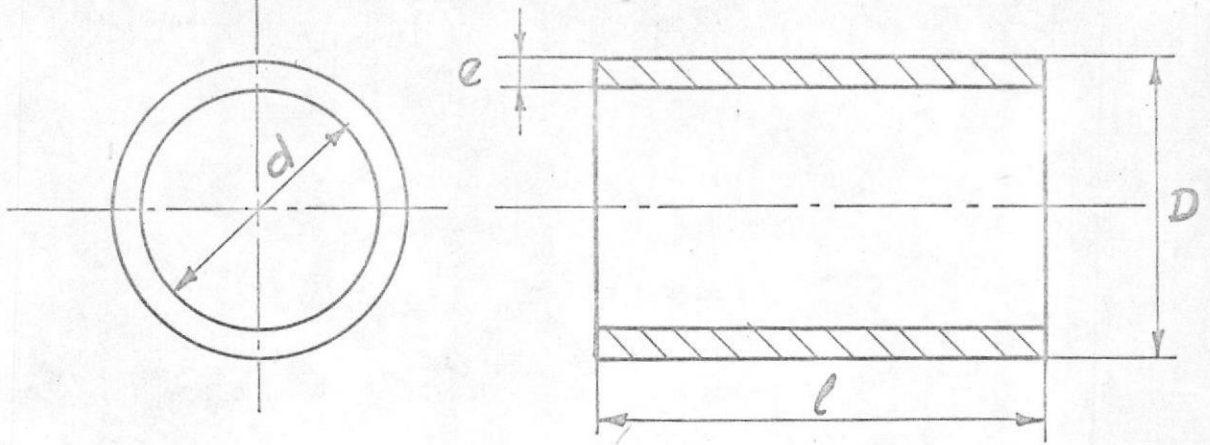


Medidas en pulgadas

EJE. I .

Material: Acero C1045.-AISI. Dibujo IV-1

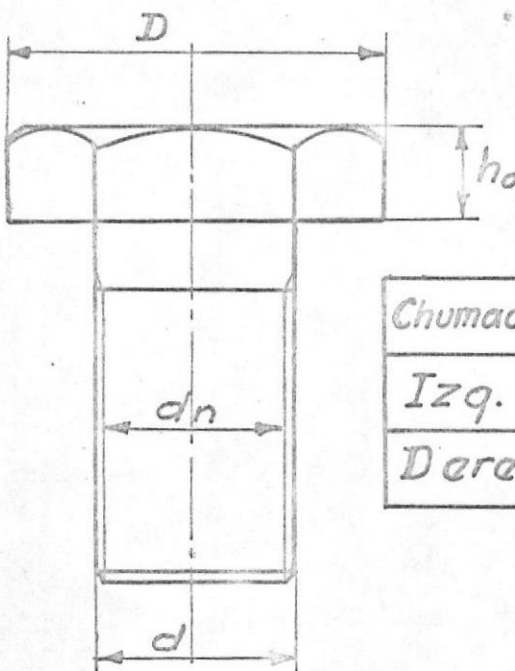
Bocines



Chumacera	$l$	$d$	$e$	$D$
Izq.	11.5	8.52	0.75	10.02
Derec.	12	7.01	0.625	8.26

Material: Bronce fosfórico  
 ( $\rho = 1.200 \text{ lbs./pulg}^3$ ) Medidas en pulgadas

Pernos

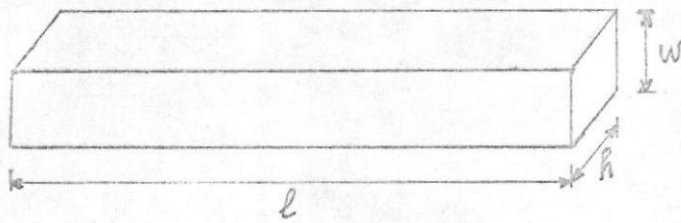


Chumacera	$D$	$d$	$d_n$	$h_0$
Izq.	3.5	1.75	1.5	1.22
Derec.	4.5	2.25	1.95	1.5

Material: Acero comercial corriente  
 Medidas en pulgadas

Dibujo IV-2

## Chavetas.-



material: Acero Comercial C1045 - AISI.

a)

Ruedas	l	w	h
B <sub>2</sub>	17,5	2	2
C <sub>1</sub>	11,5	2,125	2,125

Eje I

b)

Ruedas	l	w	h
C <sub>2</sub>	22	2,25	2,25
D <sub>1</sub>	16	2,25	2,25

Eje II

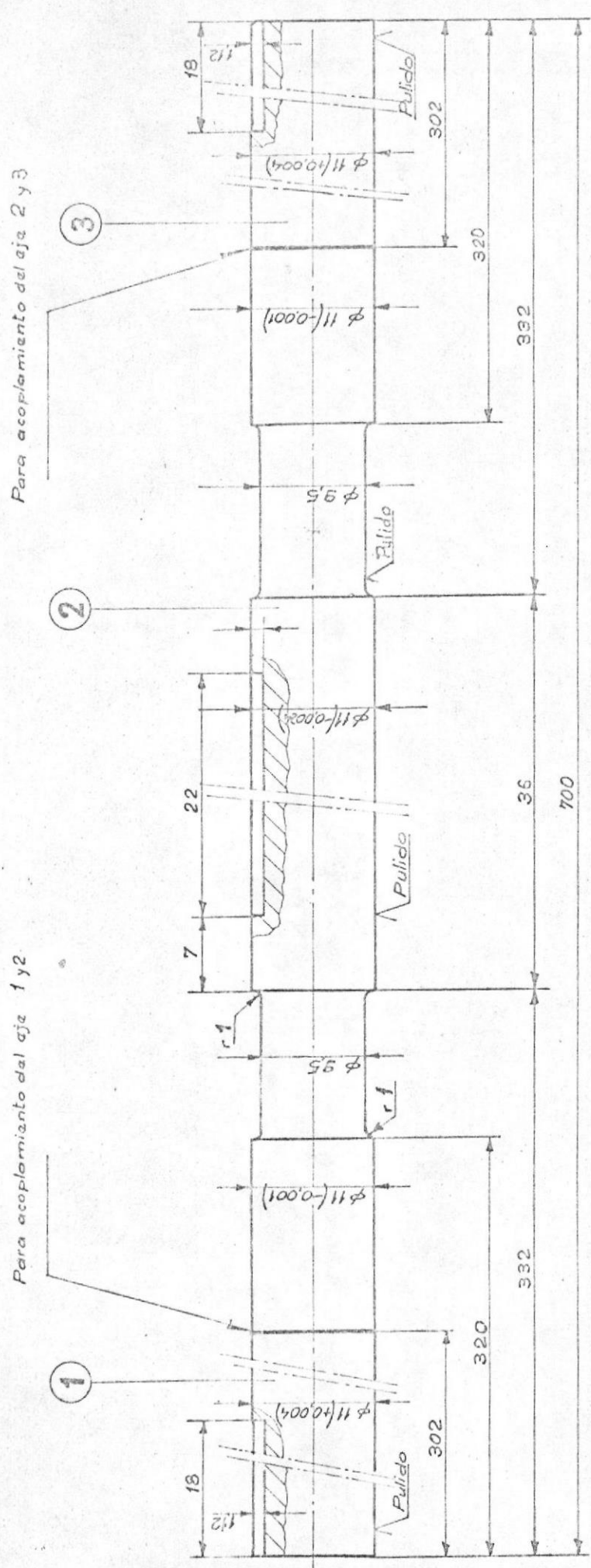
c)

Ruedas	l	w	h
D <sub>2</sub>	32	3	3
de las ca- denas-arrast	6	3	3

Eje III

medidas en pulgadas.-

Dibujo IV-3



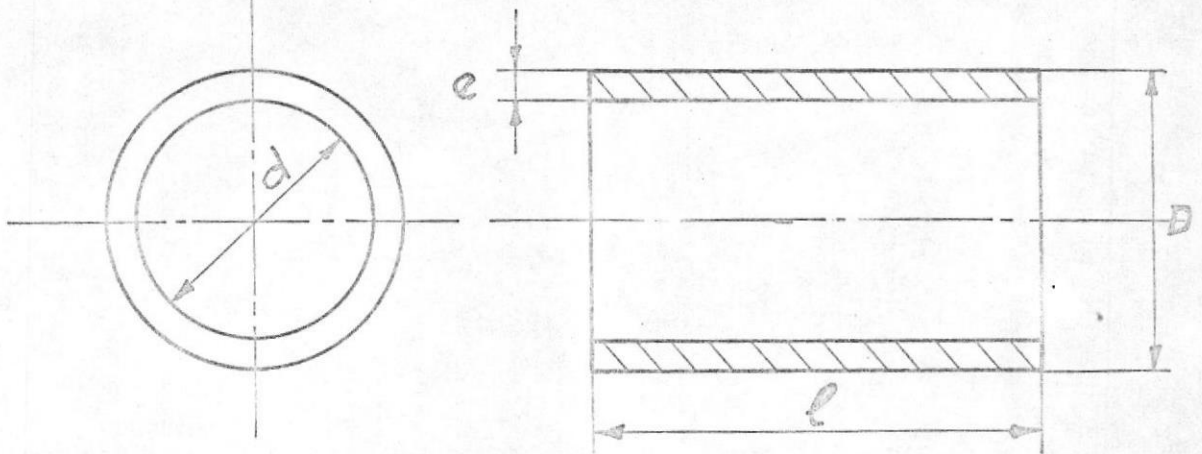
Medidas en Pulgadas

EJE II

Material: Acero comercial C1045 - AISI

Dibujo IV-4

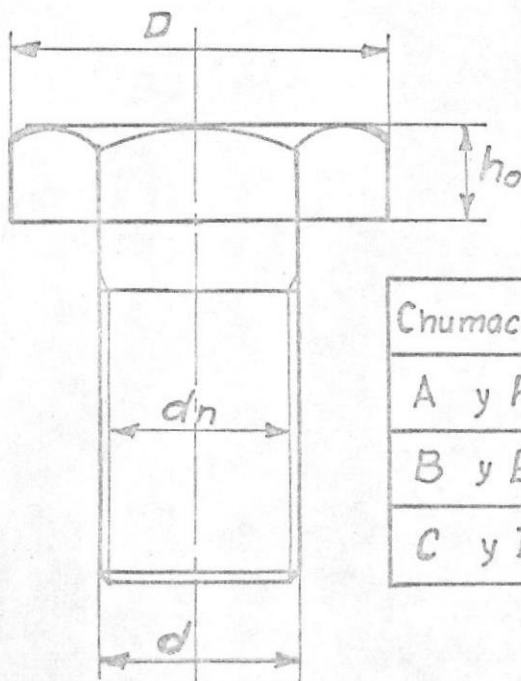
Bocines



Chumacera	$l$	$d$	$e$	$D$
A y F	15	11.016	1.125	13.266
B y E	10	11.016	1.125	13.266
C y D	12	9.513	0.87	11.253

Material: bronce fosfórico  
( $p = 1,200 \text{ lbs/pulg}^2$ .)

Medidas en  
pulgadas

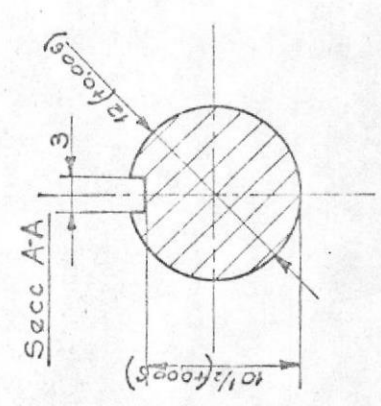
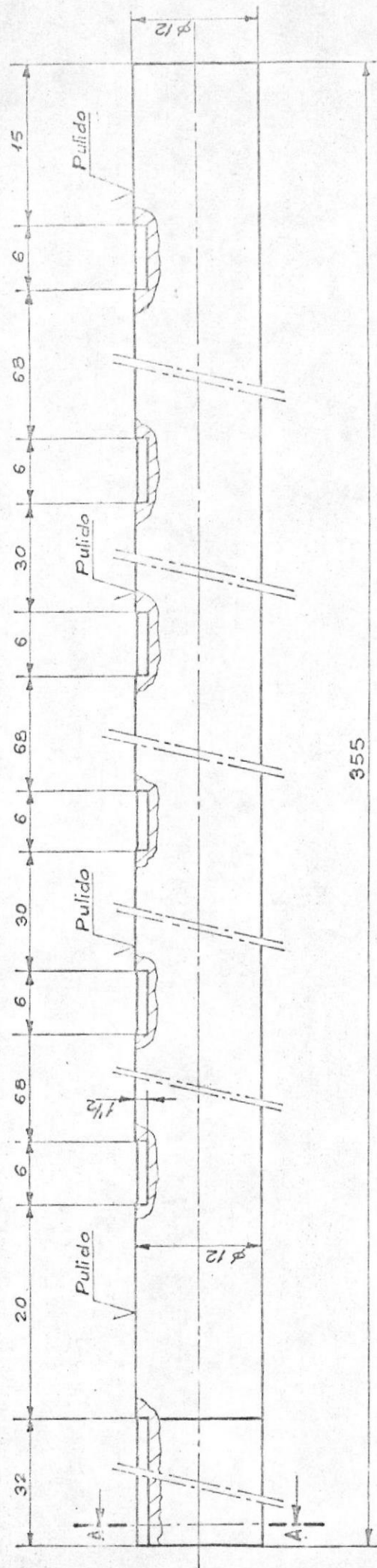


Pernos

Chumacera	$D$	$d$	$d_n$	$h_o$
A y F	5.5	2.75	2.3	1.92
B y E	3.5	1.75	1.5	1.2
C y D	4.25	2.125	1.8	1.5

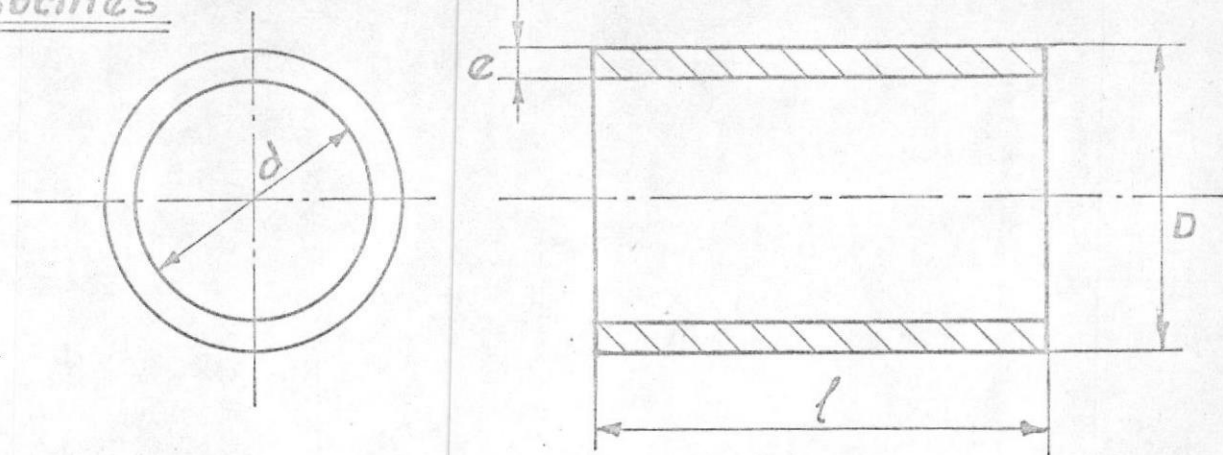
Medidas en  
pulgadas

Material: Acero corriente (dulce)



Medidas en pulgadas  
**EJE III (derecho o izquierdo)**  
 Material: Acero comercial C1045.- AISI  
**Dibujo IV-6**

Bocines

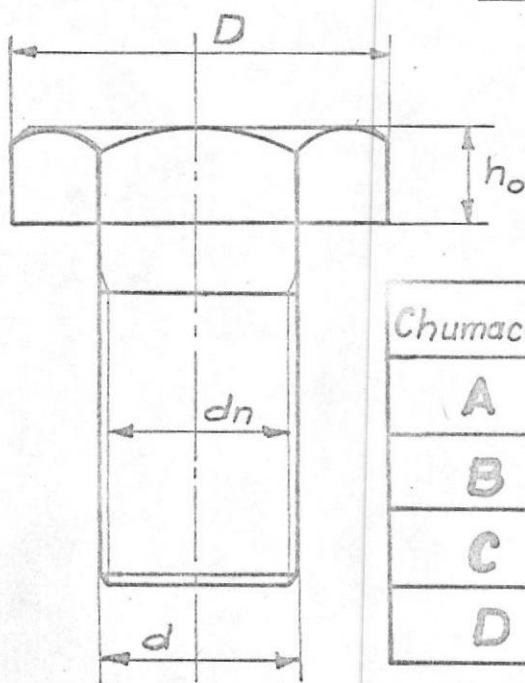


Chumacera	$l$	$d$	$e$	$D$
A	25	12.018	1.25	14.518
B	16	12.018	1.25	14.518
C	16	12.018	1.25	14.518
D	13	12.018	1.25	14.518

Material: bronce fosfórico  
( $p = 1.200 \text{ lbs/pulg}^2$ )

Medidas en pulgad.

Pernos

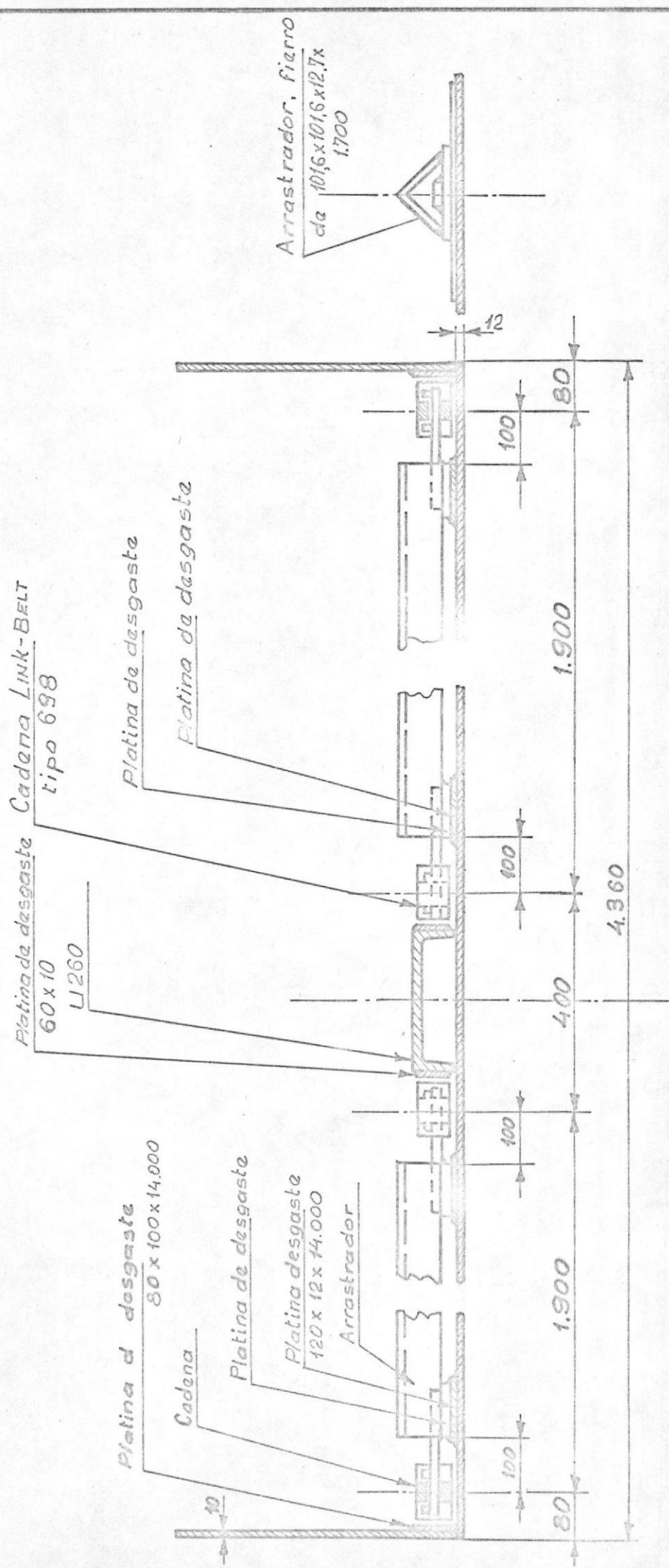


Chumacera	$D$	$d$	$d_n$	$h_o$
A	5.25	2.62	2.27	1.8
B	5.25	2.62	2.27	1.8
C	5.5	2.75	2.4	1.9
D	3.75	1.87	1.65	1.25

Material: Acero corriente  
(dulce)

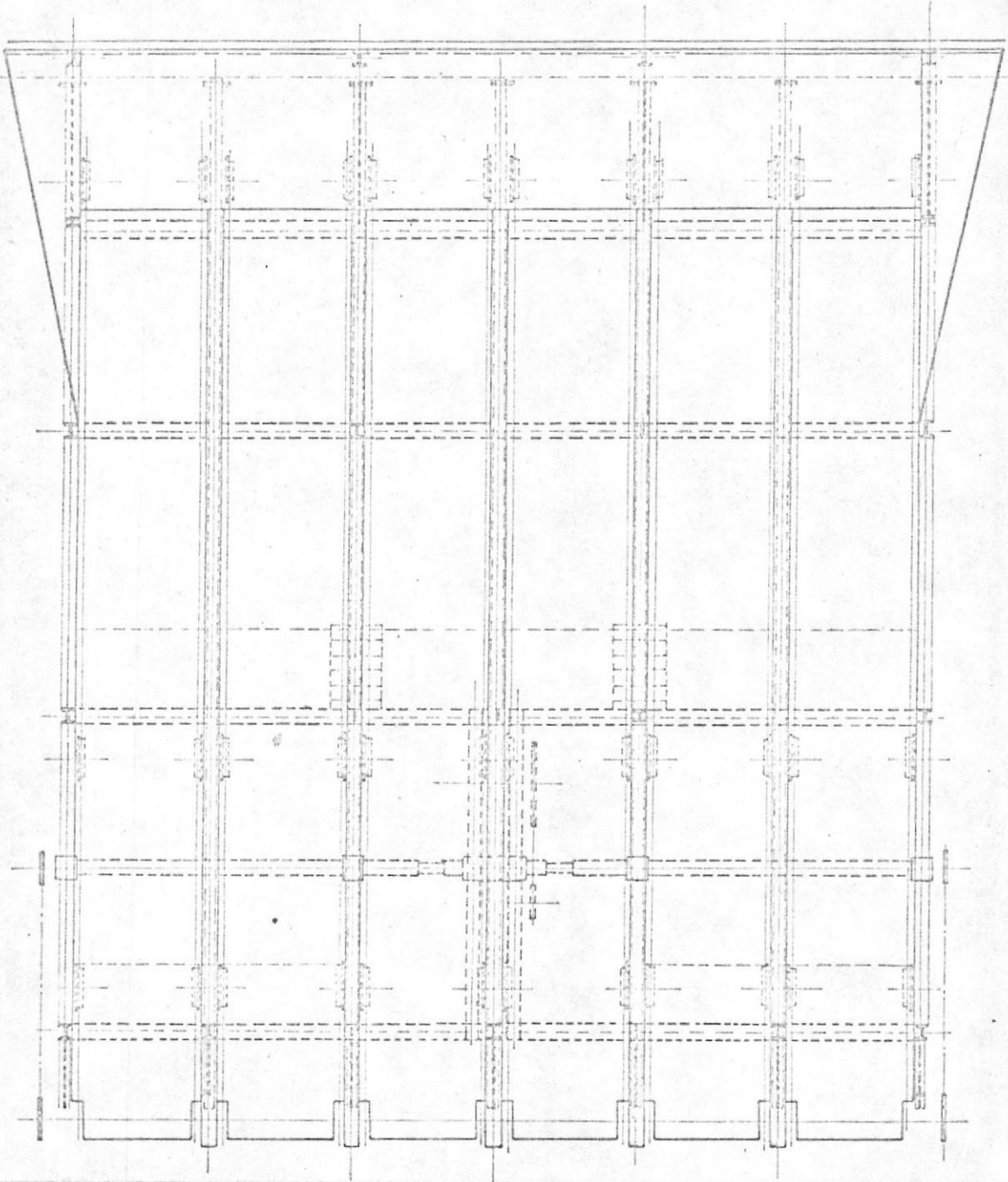
Medidas en  
pulgadas

Dibujo IV-7



Dibujo V-1 (a)

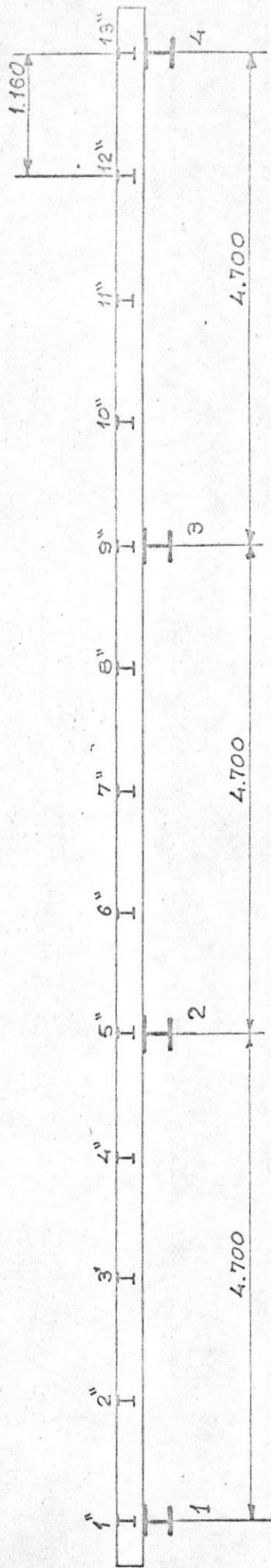
medidas en mm.





*Estructura soportante de la plancha base de la*

*Mesa alimentadora*



*Medidas en mm.*

*Dibujo VI-1*

### ACEROS COMERCIALES

La variedad de aplicaciones del acero para fines de ingeniería se debe al amplio intervalo de propiedades físicas que se puede obtener por cambios en el contenido

Tabla 11. Aplicaciones de los aceros al carbono

Porcentaje C	Aplicaciones
0.05-0.10	Lámina, tira, tubos, clavos de alambre o puntas de París
0.10-0.20	Remaches, tornillos, partes para cementarse o templarse superficialmente
0.20-0.35	Acero estructural, placa o palastro, piezas forjadas tales como eje de levas
0.35-0.45	Acero de maquinaria (árboles, ejes, vástagos de conexión, etc.)
0.45-0.55	Piezas grandes de forja (cúchillos, engranajes para trabajo pesado, etcétera)
0.60-0.70	Matrices para cabezas de pernos y para estampación; ricles, tornillos opresores o prisioneros
0.70-0.80	Cuchillas para tijeras o cuallas, cortatríos o cinceles, martillos, picos, sierras de cinta
0.80-0.90	Matrices y punzones de corte para preparar discos base, barrenas o perforadoras para roca, cinerles de mano
0.90-1.00	Resortes, escurridores, brochadoras, punzones pequeños y matrices o dados
1.00-1.10	Resortes pequeños, herramientas para torno, cepilladora, limadora y ranuradora o mortajadora
1.10-1.20	Brocas automáticas, machos de rosca, pequeños dados para cortar rosca o cojinetes de rosca, cuchillería, herramientas pequeñas de torno
1.20-1.30	Limas, asientos o jaulas para bolas, mandriles, hileras para estirado o trefilado, hojas para ranurar

### TABLA III-1

Tabla 17. Propiedades físicas medias del acero estirado en frío  
(ASM Metals Handbook, 1948)

[Tamaños 15.9 a 50.8 mm (5/8" a 2"), probetas de 2 x 0.505 pulgadas]

Aceros AISI	Resistencia a tracción, Kg/cm <sup>2</sup>	Resistencia a la fluencia, Kg/cm <sup>2</sup>	Alargamiento en 5 cm (25%), por ciento	Reducción de área, por ciento	Dureza Brinell	Aceros AISI	Resistencia a tracción, Kg/cm <sup>2</sup>	Resistencia a la fluencia, Kg/cm <sup>2</sup>	Alargamiento en 5 cm (25%), por ciento	Reducción de área, por ciento	Dureza Brinell
C-1010	4710	3866	25.0	57	137	C-1011	7401	6095	15.0	35	207
C-1015	4994	4239	22.0	55	149	C-1018	6446	5195	17.0	45	183
C-1020	5272	4498	20.0	52	156	C-1021	5475	4661	19.5	49	159
C-1025	5551	4780	18.5	50	163	C-1027	5694	4780	19.0	51	163
C-1030	6446	5195	17.5	48	179	C-1038	5999	4928	18.5	50	167
C-1035	5551	4497	17.0	45	187	C-1042	7391	6270	16.0	35	217
C-1040	6819	5792	16.0	40	197	C-1045	7873	6692	14.0	30	223

### TABLA III-3

Ref.- Manual para Ingenieros Mecánicos - Baumeister -  
(Págs. 589 y 599 respectivamente).

Tabla III. Composición química de los aceros AISI  
ACEROS AL CARBONO

AISI Nº	Límites de composición química, porcentajes				Designación de grado SAE
	C	Mn	P máx.	S máx.	
C 1 008	0.10 máx.	0.25-0.50	0.040	0.050	1 008
C 1 010	0.08-0.13	0.30-0.60	0.040	0.050	1 010
C 1 012	0.10-0.15	0.30-0.60	0.040	0.050	
C 1 015	0.13-0.18	0.30-0.60	0.040	0.050	1 015
C 1 016	0.13-0.18	0.60-0.90	0.040	0.050	1 016
C 1 017	0.15-0.20	0.30-0.60	0.040	0.050	1 017
C 1 019	0.15-0.20	0.70-1.00	0.040	0.050	1 019
C 1 020	0.18-0.23	0.30-0.60	0.040	0.050	1 020
C 1 022	0.18-0.23	0.70-1.00	0.040	0.050	1 022
C 1 023	0.20-0.25	0.30-0.60	0.040	0.050	
C 1 025	0.22-0.28	0.30-0.60	0.040	0.050	1 025
C 1 030	0.28-0.34	0.60-0.90	0.040	0.050	1 030
C 1 035	0.32-0.38	0.60-0.90	0.040	0.050	1 035
C 1 040	0.37-0.44	0.60-0.90	0.040	0.050	1 040
C 1 043	0.40-0.47	0.70-1.00	0.040	0.050	1 043
C 1 045	0.43-0.50	0.60-0.90	0.040	0.050	1 045
C 1 050	0.48-0.55	0.60-0.90	0.040	0.050	1 050
C 1 055	0.50-0.60	0.60-0.90	0.040	0.050	1 055
C 1 060	0.55-0.65	0.60-0.90	0.040	0.050	1 060
C 1 065	0.60-0.70	0.60-0.90	0.040	0.050	1 065
C 1 070	0.65-0.75	0.60-0.90	0.040	0.050	1 070
C 1 078	0.72-0.85	0.30-0.60	0.040	0.050	1 078
C 1 080	0.75-0.88	0.60-0.90	0.040	0.050	1 080
C 1 085	0.80-0.93	0.70-1.00	0.040	0.050	1 085
C 1 095	0.90-1.05	0.30-0.50	0.040	0.050	1 095
B 1 010	0.13 máx.	0.30-0.60	0.07-0.12	0.060	
B 1 111	0.13 máx.	0.60-0.90	0.07-0.12	0.08-0.15	1 111
B 1 112	0.13 máx.	0.70-1.00	0.07-0.12	0.16-0.23	1 112
B 1 113	0.13 máx.	0.70-1.00	0.07-0.12	0.24-0.33	1 113

ACEROS DE FÁCIL LABRA (*free-cutting*)

C 1 109	0.08-0.13	0.60-0.90	0.045	0.08-0.13	1 109
C 1 114	0.10-0.16	1.00-1.30	0.045	0.08-0.13	1 114
C 1 115	0.13-0.18	0.60-0.90	0.045	0.08-0.13	1 115
C 1 116	0.14-0.20	1.10-1.40	0.045	0.16-0.23	1 116
C 1 117	0.14-0.20	1.00-1.30	0.045	0.08-0.13	1 117
C 1 118	0.14-0.20	1.30-1.60	0.045	0.08-0.13	1 118
C 1 120	0.18-0.23	0.70-1.00	0.045	0.50-0.13	
C 1 137	0.32-0.39	1.35-1.65	0.045	0.08-0.13	1 137
C 1 141	0.37-0.45	1.35-1.65	0.045	0.08-0.13	1 141
C 1 144	0.40-0.48	1.35-1.65	0.045	0.24-0.33	1 144
C 1 145	0.42-0.49	0.70-1.00	0.045	0.04-0.07	1 145
C 1 151	0.48-0.55	0.70-1.00	0.045	0.08-0.13	1 151

Ref.- Manual para Ingenieros Mecánicos.-Baumesteir.-  
(Pág. 593).

## COEFICIENTES DE SHOCK Y FATIGA PARA EJES

	<u>EJES-ROTATIVOS</u>		<u>EJES-ESTACIONAR</u>	
	<u><math>K_m</math></u>	<u><math>K_t</math></u>	<u><math>K_m</math></u>	<u><math>K_t</math></u>
Cargas uniformes aplicadas gradualmente.	1.5	1.0	1.0	1.0
Cargas aplicadas repentinamente con shock moderado	1.5 - 2.0	1.0 - 1.5	1.5 - 2.0	1.5 - 2.0
Cargas aplicadas repentinamente con shock intenso	2.0 - 3.0	1.5 - 3.0		

**TABLA IV-1**

(ref.- Shigley "Proyectos Mecánicos"- Tabla 13-1.  
Pág. 501 .)

Diámetro Desde-hasta	Hueco H7	Eje					
		p6	n6	m6	h6	f7	d9
1 - 3	+10 0	+12 + 6	+10 + 4	+ 8 + 2	0 - 6	- 6 -16	-20 -45
3 - 6	+12 0	+20 +12	+16 + 8	+12 + 4	0 - 8	-10 -22	-30 -60
6 - 10	+15 0	+24 +15	+19 +10	+15 + 6	0 - 9	-13 -28	-40 -76
10 - 14	+18 0	+29 +18	+23 +12	+18 + 7	0 -11	-16 -34	-50 -93
14 - 18							
18 - 24	+21 0	+35 +22	+28 +15	+21 + 8	0 -13	-20 -41	- 65 -117
24 - 30							
30 - 40	+25 0	+42 +26	+33 +17	+25 + 9	0 -16	-25 -50	- 80 -142
40 - 50							
50 - 65	+30 0	+51 +32	+39 +20	+30 +11	0 -19	-30 -60	-100 -174
65 - 80							
80 - 100	+35 0	+59 +37	+45 +23	+35 +13	0 -22	-36 -71	-120 -207
100 - 120							
120 - 140							
140 - 160	+40 0	+68 +43	+52 +27	+40 +15	0 -25	-43 -83	-145 -245
160 - 180							
180 - 200							
200 - 225	+46 0	+79 +50	+60 +31	+46 +17	0 -29	-50 -96	-170 -285
225 - 250							
250 - 280	+52 0	+88 +56	+66 +34	+52 +20	0 -32	- 56 -108	-190 -320
280 - 315							
315 - 355	+57 0	+98 +62	+73 +37	+57 +21	0 -36	- 62 -119	-210 -350
355 - 400							
400 - 450	+63 0	+108 + 68	+80 +40	+63 +23	0 -40	- 68 -131	-230 -385
450 - 500							

TITULACION

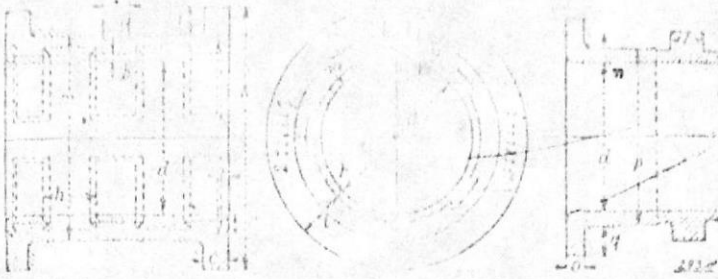
TOLERANCIAS DE AJUSTES

(Medidas en milésimos de mm.)

APROB.

3.7.58

Tab. 2. Lagerschalen in Millimetern



d	Grauguss mit Waleisenfutter											Rotguss (byonce)					
	a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n	p	q	r	
70													8	10	86	16	20
80													9	11	98	10	20
90													10	12	110	10	22
100	20	6	16	18	10	12			16	178	21	18	10	12	120	10	24
110	22	6	16	18	10	12			17	191	24	18	11	13	132	12	24
120	22	6	18	20	12	12			18	206	26	18	12	14	144	12	26
130	24	7	18	20	12	14			19	219	26	178	12	15	154	12	26
140	26	7	20	21	13	14			20	232	28	182	13	16	166	14	26
150	28	7	22	22	13	14			21	245	28	186	13	16	176	14	28
160	30	8	24	23	14	16			22	258	30	190	14	17	188	16	30
170	30	8	26	23	14	16			23	271	30	194	14	18	198	16	30
180	32	8	28	24	16	16			24	284	32	198	15	18	210	18	32
190	33	9	30	26	16	17			25	297	34	202	16	19	222	18	34
200	35	9	32	27	18	17			26	310	36	206	16	20	236	20	36
220	38	9	34	28	18	17			28	336	38	210	16	22	250	22	36
240	41	10	36	30	20	18			30	362	40	214	16	24	264	24	36
260	44	10	38	30	20	18			32	388	42	218	16	25	278	26	38
X 280	47	10	40	32	21	18			34	414	44	222	16	26	292	28	40
300	50	11	42	34	21	19			36	440	46	226	16	28	306	30	42
320	53	11	44	34	22	19			38	466	48	230	16	30	320	32	44
340	56	11	46	36	22	19			40	492	50	234	16	32	334	34	46
360	59	12	48	36	23	21			42	518	52	238	16	34	348	36	48
380	62	12	50	38	23	21			44	544	54	242	16	35	362	38	48
400	65	12	52	40	24	21			46	570	56	246	16	36	376	40	50
450	72	12	54	42	25	21			50	624	60	254	16	40	410	45	52
500	80	15	56	44	26	25			54	678	64	262	16	44	444	50	54

In der mittleren Abbildung zeigt die linke Hälfte den Querschnitt eines zweiteiligen, die rechte Hälfte denjenigen eines vierteiligen Lagers (vergl. Fig. 9 in 533). Abrundung des Lagerlaufes nach Tabelle 3 in 52 d.

Ref.- Manual Konstruieren und Rechnen  
(Pag. 307.- Tabla Z).

TABLA V ---1 .-

DENSIDAD DE PAQUETES DE CAÑA

( Ref.- Manual de Hugot - capítulo II )

MANERA DEL CARGADO  
EN LOS CARRETONES

DENSIDAD EN  $\frac{KG}{M^3}$   
(aproximada)

Si la caña se toma en el campo por medio de una grúa móvil provista de una cuña, que la deja caer simplemente dentro del remolque.

200 Kg / m<sup>3</sup>

Si la caña se acomoda con más cuidado.

300 Kg / m<sup>3</sup>

Si la caña se la acomoda a mano, con los tallos colocados paralelamente a si mismos y en paquetes.

400 Kg / m<sup>3</sup>

NOTA : Las cañas rectas dan una carga más compácta que las curvas ; es decir que con aquellas se obtiene una mayor densidad del paquete de caña.

PESOS MAXIMOS .- CADA DIA .- POR 2 CARRETONES.-

(NOTA: SON PESOS NETOS, EN KG., DE CAÑA)

ECHAS	oct.20/11	oct.21	oct.22	oct.23	oct.24	oct.25	oct.26	oct.27	oct.28	oct.29	oct.30	oct.31	Nov.1	Nov.2
IPOS DE TRANSPORT.														
ROADWAY carrtones gdes						18.020	19.520	20.080	17.000	19.120	18.940	19.280	18.860	18.040
ER-WHITE carrtones gdes.	18.390	18.270	19.180	19.460	19.760	17.880	18.960	21.680	15.760	19.240	19.060	19.120	19.048	20.005
-15- CHARLM carrtones gdes.	19.380	20.600	22.360	22.120	23.500	20.000	22.080	20.080	21.200	18.020	21.180	20.960	22.640	20.950

TABLA V-2

Ref:- Datos estadísticos del Laboratorio (Ingenio Aztra)

$\lambda = \frac{h}{r}$	$\omega$	$\frac{\Delta\omega}{\Delta\lambda}$
10	1,25	
20	1,30	0,005
30	1,35	0,005
40	1,41	0,005
50	1,47	0,006
60	1,54	0,007
70	1,62	0,008
80	1,70	0,008
90	1,88	0,018
100	2,15	0,027
110	2,45	0,030
120	2,80	0,035
130	3,30	0,050
140	3,90	0,060
150	4,50	0,060
160	5,3	0,065

$$\sigma = \frac{F \times \omega}{A}$$

TABLA VI-1

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

- Manual para Ingenieros Azucareros.- Hugot .
- Mecanismos básicos .- Venton
- Proyecto en Ingeniería mecánica.- J.E. Shigley.
- Dinámica.- Meriam .
- Manual para Ingenieros mecánicos.- Baumesteir.
- Advanced strength of materials.- Den Hartog.
- Catálogo de la compañía fundidora de hierro y acero de Monterrey S.A.
- Manual of steel Construction.
- Catálogo Link Belt # 1.050
- Introduction to Probability and Random Variables.- wadsworth and Bryan.
- Investigación de Operaciones.- Casieni.
- Motores Eléctricos .- E. Bonafons.
- Essentials of structural Design .- Hoadley.
- Des Ingenieurs Taschenbuch Maschineuban.- Hütte .
- Mechanick Aufgaben.
- Konstruieren und Rechnen.
- Estadísticas de Laboratorio ( Ingenio Aztra ).
- Mecanismos ; Diseño y Construcción .- Celso Máximo .
- Planos, fotografías , de Mesa Alimentadora del Ingenio "Casa Gran de" en el Perú.