

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

T
664.41
VIC


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:



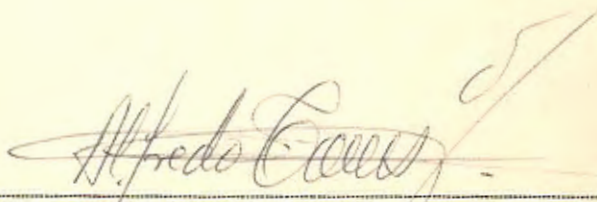
CARLOS VILLACIS NARANJO

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 Maria 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 Grunewald, 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, según el proceso a que ha sido sometido el guarapo inicial)

Es 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 lógicamente 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 grúas accionadas por hidráulicos.

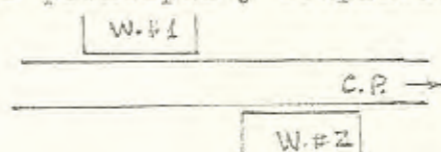
Ahora cabe anotar, que tomaré, como base o guía para el desarrollo del tema en cuestión, el caso del Ingenio Aztra, que además de ser una Central azucarera moderna, automatizada; es también el ingenio de mayor capacidad de molienda (7.000 Tons. de caña por día), y uno de los primeros de Sud América por 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). En estos atoros, como la caña tiene que sacarse a mano, y está enraizada entre las cuchillas, tienen hasta 1,5 horas de durae

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.. 150.000 suponiendo 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 sí 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 sí es, como su nombre lo indica, el 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° , de construcción bastante sencilla, y que tiene un gran número de cadenas arrastradoras (ver. Manual para Ingenieros Azucareros, de Hugot, pg).- Nota:

ver el proyecto general del tema (Planos # 1-2 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

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 Sistemas 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 Astra, 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 calentado; así mismo se producen problemas en los filtros de cachaza, evaporadores, calentadores etc que son sistemas de intercambiadores de calor. y que

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 c 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 paños quetes 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 suiren 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 descontinuado ,pues a medida que llegaren los carretones, estos se los iria 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/m³ 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 sería 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/00), 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) LINEAS 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.

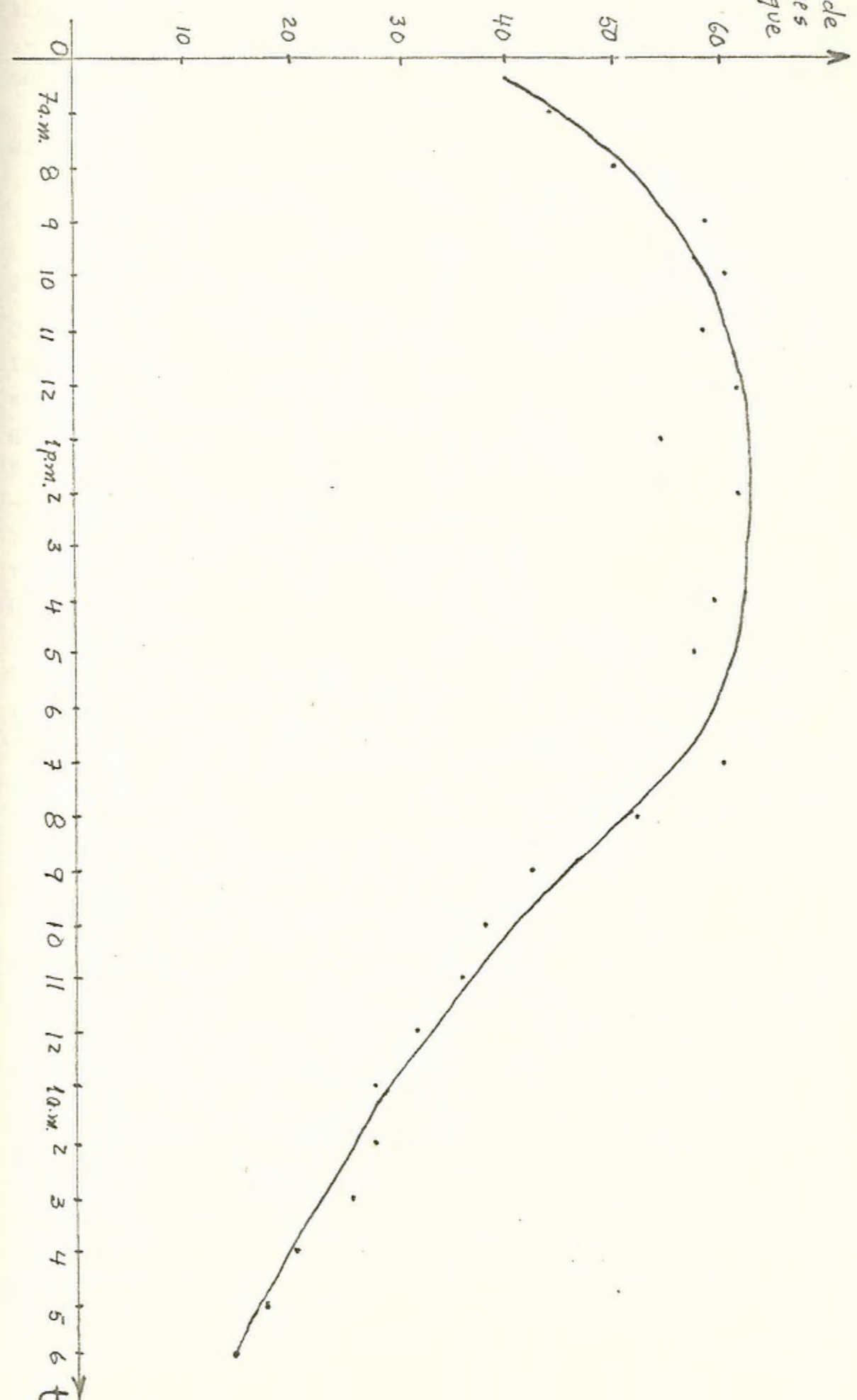
Los datos obtenidos de ese día (22 de octubre de 1971), durante las 24 horas de molienda son:

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 :

numero 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 :

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

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

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:

- Llegadas del tipo POISSON.
- Tiempos de servicios (ó de llegadas) exponenciales.
- 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:

- Tasa media de llegada (λ) = 48 llegadas de carretones dobles = 0,8
60 minutos.

llegadas, pero como considero carretones simples:
minutos:

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

- Tasa media de servicio (u) = 1 carretón simple = 1,66
0,6 minutos

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

Con estos datos calcularé:

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

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

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

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

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 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. - $E(w)$. -

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

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

$E(w/w)$. -

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

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) $u = 1,66$

a) 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 fórmula 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)

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

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

$$0,34 = E_1(\text{m})$$

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) .-

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

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

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

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

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

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.

CAPÍTULO 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 el 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., para tener una velocidad de la mesa de 1,6 mts. por minuto, según cálculo que se harán en el capítulo V, en la sección C, pero en cambio, como se sabe que el número de polos de l motor es inversamente proporcional a las R.P.M del mismo, es decir mientras mayor cantidad de polos (4, 6, 8, etc.) haya en l motor, menor serán sus R.P.M.; es decir que resultará mas caro, pues son de mayor tamaño, construcción más compleja, y son bastante difíciles de encontrar en el mercado, entre otros inconvenientes.

Por todo ello he decidido usar un motor de relativa alta velocidad en comparación con lo que se necesita para el sistema en cuestión, y calcular y diseñar un sistema de reducciones de velocidad, aparte del reductor que será acoplado al motor; como se ve claramente en el Proyecto General(plano I-4).

Otras condiciones esenciales que deberá tener el motor escogido serán:

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 F-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 . 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).-

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

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_D = 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 = Nº 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° ; 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 :

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

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

$$3,5 \times r_C \times r_D = 36,56$$

$$r_C \times r_D = \frac{36,56}{3,5} = 10,44$$

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

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°
- ángulo de las hélices de los engranajes :

$$\psi_1 = 45^{\circ} \quad ; \quad \psi_2 = 45^{\circ}$$

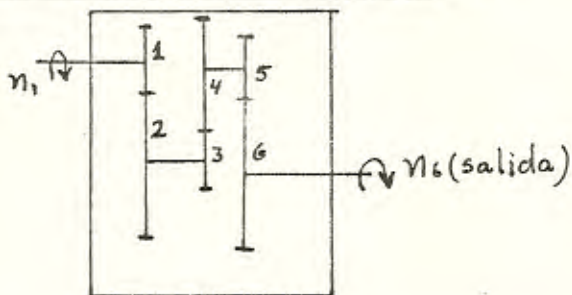
d) Idealizando el sistema, asumo que no hay pérdidas de potencia transmitida de una etapa a otra ; por ello escojo una capacidad de potencia del reductor mayor que los 98 HP del motor.

- cálculo y Diseño .-

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

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

. Idealización del sistema .-



- cálculo del número de dientes de los engranajes :

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

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

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

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

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

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 :

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

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

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

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

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

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

- Cálculo del diámetro primitivo del engranaje 3 .-

$$D_3 = \frac{p_3 N_3}{\pi} \quad (\text{ref. - Proyectos Mecánicos Shiley pag 40 Ec 11-4})$$

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

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

-- 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 y 6 .-

-- Características : Engranajes rectos

-- Cálculo del pitch .-

$$p_6 = 232 \sqrt[3]{\frac{N_6}{n_6^2}} = 232 \sqrt[3]{\frac{106}{18,3 \times 62}} = 232 \sqrt[3]{0,09} =$$

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

-- Cálculo del Diámetro primitivo del engranaje 6 .-

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

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

-- Cálculo de diámetro primitivo del engranaje 5. --

$$\frac{v_6}{v_5} = \frac{N_6}{N_5}$$

$$\frac{2.030 \text{ mm}}{v_5} = \frac{62}{13} ; D_5 = \frac{2.030 \text{ mm} \times 13}{62} = 42,2 \text{ mm} \quad (=16,6 \text{ "})$$

luego : $\kappa_5 = 211 \text{ mm} \quad (= 8,3 \text{ "})$

-- cálculo de la distancia entre ejes .-

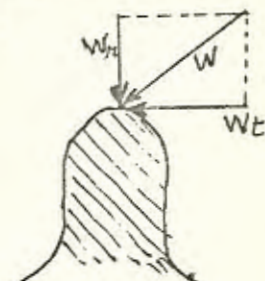
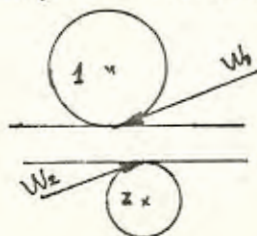
$$c_{5-6} = \kappa_5 + \kappa_6 = 211 \text{ mm} + 1.015 \text{ mm} = 1.226 \text{ mm} \quad (= 48,2 \text{ "})$$

-- Tamaño aproximado del Reductor :

$$\text{altura} = D_6 \quad v_5 = 80 \text{ "} \quad 16,6 = 96,6 \text{ "} \quad (= 245 \text{ cmts})$$

D) CALCULO DE LAS FUERZAS Y CARGAS / =

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

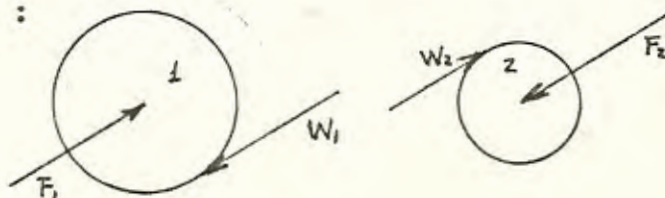


$$\underline{W_1 = W_2 = W}$$

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 :



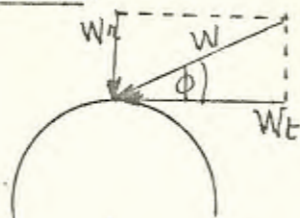
donde : $F_1 = F_2$

$$W_1 = W_2$$

luego : $F = W$

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

Cálculo de W. .-



La fuerza W , tiene 2 componentes:
 W_r (radial) y W_t (tangencial)

$$Pot = \frac{W_{t6} \times V_6}{33.000} \quad (\text{Ref.}- \text{Proyectos Mecánicos Shigley .- pág 410 Ec 11-7})$$

Donde : - Pot en HP

- W_{t6} : fuerza transmitida en lbs

- V_6 : velocidad lineal en pies / min

Datos : Pot = 106 n P

$$V_6 = \pi D_6 n_6 = \frac{3,14 \times 80,1 \text{ pulg} \times 18,3}{12} = 383,5 \text{ pies /min}$$

$$\begin{aligned} \text{Luego : } W_{t6} &= \frac{Pot \times 33.000}{V_6} = \frac{106 \times 33.000}{383,5} = \\ &= 8.960 \text{ lbs} \end{aligned}$$

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)

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

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

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

Ahora :

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

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

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 .-

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

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

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

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

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 :

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

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

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

Aquí se producen 3 tipos de cargas o fuerzas:

1) Tangencial = W_t

2) Radial = W_r

cálculo de W .-

1) W_t .-

$$W_{t1} = \frac{Pot \times 33.000}{v_1}$$

$$v_1 = \pi D_1 n_1 = \frac{3,14 \times 10,55'' \times 1.750 \text{ R.P.M.}}{12} = 4.800 \text{ pies /min}$$

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

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

2) w_r .-

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

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

3) w_T .-

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

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

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

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:

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

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

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 Belt, 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') :

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

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

Por tanto asumo : $D_{pB1} = 16 \text{ "}$

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

$$\frac{\underline{u}_{pB2}}{16 \text{ "}} = 3,5 ; \underline{u}_{pB2} = 16 \text{ "} \times 3,5 = \underline{56 \text{ "}}$$

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 $2 \frac{1}{2} \text{ "}$, y por tanto el pitch de la cadena B y de la rueda $B2$ será lógicamente de $2 \frac{1}{2} \text{ "}$, también.

3) Cálculo de la velocidad de la cadena :

$$V_B = \frac{p_{B1} \times N_{B1} \times n_{B1}}{12} \quad (\text{Ref Proyectos Mecánicos.- Shigley Pag 561; Ecuac 15 - 6})$$

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:

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

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 la selección del tipo de cadena aconsejado :

Hay cuatro características a considerar:

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

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 :

- cadena 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)

$$D_p = 0,3125 P \quad (\text{Ref .-apuntes de Proyectos Mecánicos})$$

donde P = paso o pitch = 2,5 "

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

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

$$W = 0,623 P \quad (\text{ref .- apuntes de proyectos Mecánicos})$$

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

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

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

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

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)

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

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

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, diseñaré las partes esenciales de la cadena que usaré.- (Dibujo III - 2)

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

(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 dármele, 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 (:57,10 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: $C = 60'' (=152,4 \text{ cm})$
 $p = 2 \frac{1}{2}'' (=6,35 \text{ cm})$
 $N_{B1} = 20 \text{ dientes}$
 $N_{B2} = 70 \text{ dientes}$

$$\frac{L}{p} = \frac{2 \times 152}{6,35} + \frac{20 \cdot 70}{2} + \frac{(70 - 20)^2}{4 \times 9,85 \times \frac{1,52}{6,35}}$$

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

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.

$$\text{Luego: } \underline{\text{Long de la cadena}} = 96 \times p = 96 \times 6,35 \text{ cm} = 604,8 \text{ cm} \\ = 235 \text{ pulg.}$$

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

$$96 = \frac{2 \times C}{6,35} + 45 + \frac{2.500}{39,4 \times \frac{C}{6,35}}$$

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

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

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

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

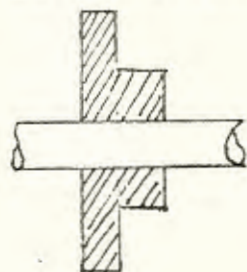
Resumiendo .-

- 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 (B₁)

número de dientes = 20

pitch = 2 1/2 "

Diámetro primitivo = 15,98 "

Rueda catalina grande (B₂) .-

número de dientes = 70

pitch = 2 1/2 "

Diámetro primitivo = 55,73 "

d) Características según las especificaciones en el catálogo .-

Rueda pequeña B₁

- Diámetro de la rueda = 14,42 "

- Diámetro exterior = 19,28 "

- Diámetro del cubo máximo = 13 1/4 "

Rueda grande (B₂)

Diámetro de la rueda =

Diámetro exterior =

e) Cálculo y diseño del cubo de la rueda B₂ .-

- datos preliminares :

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

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

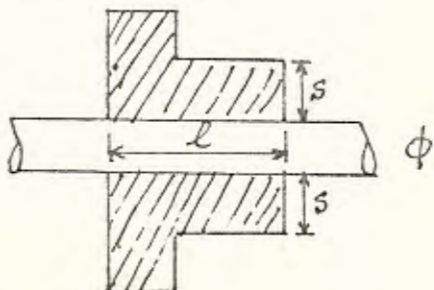
3) Esfuerzo tangencial o tensión periférica en la rueda B₂ = 42.000 lbs = P_{D2}

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)

Se que : 1) $L = X \sqrt[3]{M_t}$

RefHutte Des Ingenieurs Taschenbuch Maschineuban.-pág 103)

Donde : 1) L en cmts

M_t en kg - cmts

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

$$M_t = P_{B2} \times R_{pL2} = 42.000 \text{ lbs} \times 27,8 \text{ pulg} = 1.180.000 \text{ lbs-pulg} \\ = 1.290.000 \text{ kg - cm.}$$

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_2 la diseño con las siguientes condiciones básicas :

a) Material : Acero St₄₂ { que equivale a acero C₃₀ (serie DIN)
(acero fundido) p acero C₁₀₃₀ (serie (AISI)) }

b) Diámetro primitivo = 55,73 pulg

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

- 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.-

1) Anchura del diente $A = W$ (dista entre placas laterales de la cadena) .- $1,3 \text{ mm} = 1,55 \text{ "} - 0,05 \text{ "} = \underline{1,5 \text{ "}}$.

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)

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

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

escojo $h' = 0,9 \text{ "}$

3) altura de la base o pie del diente (h_2)

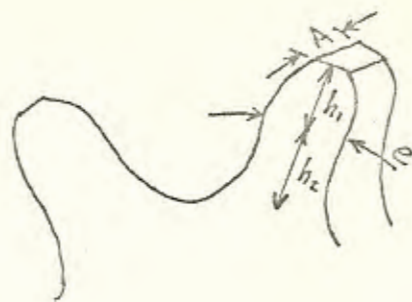
\approx Anchura de los eslabones - h'

$$h_2 \approx 1,95 \text{ "} - 0,9 = 1,05 \text{ "}$$

4) Espesor del diente (e) = ($p = D_p$) - juego = 0,5mm

$$e = (2,5 \text{ "} - 0,94 \text{ "}) - 0,19 \text{ "} = 1,45 \text{ "}$$

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).

se 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 .

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

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') .-

asumción : 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)

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

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

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

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

$$= \underline{59 \text{ pulgadas}}$$

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 D ; por las causas anotadas para las ruedas D_1 y D_2 .-

c) Características según cálculo hechos anteriormente.-

Rueda Catalina pequeña (C_1) .-

número de dientes = 13

pitch = 4,07"

Diámetro primitivo = 16,98" :

$$D_{pC1} = \frac{P_c}{\text{sen}\left(\frac{180^\circ}{13}\right)} = \frac{4,07 \text{ "}}{\text{Sen } 13,8^\circ} = 16,98"$$

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.-

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

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

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 . (ref o Link Belt # 1050 pág 130).

d) Cálculo y diseño del cubo de las ruedas U_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 $U_1 = \dots$
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: $M_t = P_{C1} \times R_p \text{ c1} = 70.000 \text{ lbs} \times 8,49 \text{ pulg} =$
 $594.000 \text{ lbs} - \text{pulg} = 650.000 \text{ Kg} - \text{cm}$

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 U_1 , conductoras de la cadena LXSl245-2 con 2 ramales, las diseñaré con las siguientes características básicas:

a) material : Acero St 42 (acero 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 U_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 U_1 . - (Ref. dibujo III - 3)

Nota : El ajuste o juego entre la rueda U_1 doble y el eje I lo calcularé en el capítulo IV.-

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

$$M_t = P_{C2} \times R_{PC2} = 70.000 \text{ lbs} \times 27,18 \text{ pulg} = 1'900.000 \text{ lbs-pulg} = \\ = 2'080.000 \text{ mgs - cm.}$$

uego :

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

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

Ref.- Hutte pág 103)

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

1) material = Acero St42

2) Diámetro primitivo = 54,37"

3) Cubo $\begin{cases} 1) \text{ hueco} = 11" \\ 2) \text{ altura} = (S) = 6,5" \\ 3) \text{ longitud} (L) = 16" \end{cases}$

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

4) 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 (h₁) \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 x 1,25" = 3,1"

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

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

3) Altura de la base o pié del diente (h₂) \approx anchura de los eslabones .- h₂ = 3,1" - 1,3 = 1,8"

4) Espesor del diente (e) = (p - v_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.-



$$h_1 = 1,3"$$

$$h_2 = 1,8"$$

$$A = 2,45"$$

$$e = 2,65"$$

Pero al escojer $n_{D1} = 13$ 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 .-

$$F'_D = \frac{\text{HP transmitidos} \times 33.000}{v} = \frac{98 \times 33.000}{8,7} = 376.000 \text{ lbs.}$$

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. - (d_r).-

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

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).-

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

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 : $\frac{L}{p} = 56$ pasas
Luego, long de la Cadena = $56 \times 12,7 \text{ cm} = 710 \text{ cmts} = 276 \text{ pulg}$

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

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

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

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

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

Resolviendo esta ecuación de segundo grado:

$$C = \frac{28,5 \pm \sqrt{312 - 162}}{0,3} = \frac{28,5 + 25,4}{0,3} = 178 \text{ cm} = 69 \text{ pulg} = C$$

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

- selección del tipo de rueda .-

a) correspondiente a la cadena tipo LX55022 (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 (D₁)-

-número de dientes = 13

- pitch = 5"

- diámetro primitivo (D_{pD1})

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

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 en 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 L sería demasiado grande , ya que considerando el diámetro del eje II, tendríamos que diámetro del cubo = 11" $2 \times 5,5$ " = 22"; que es mayor que diámetro primitivo de la rueda D_1 (= 20,89") . Por tanto asumo, considerando que

a) Peso de la rueda. - (Ref tipo LX31245.- (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 C₁

$$P = \frac{HP \times 63.000}{R \times n}$$

(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 :

$$\text{1 rueda } D_2 = 14,5''$$

$$\text{rueda } C_1 = 26''$$

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 :

$$d = 122 \sqrt[4]{\frac{98}{5,2}} = 260 \text{ mm } (\approx 10'')$$

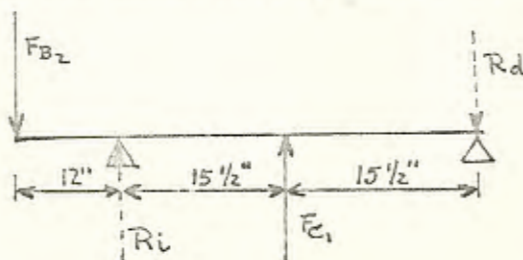
Según esto, tengo que la long de los apoyos será, considerando q que por lo general las secciones de eje correspondientes a los apoyos , que:

$$\frac{L}{d} = 1,4 \quad (\text{ para } n < 60 \text{ R.P.M. })$$

Ref. celso máximo.-art.192.- / ag 183)

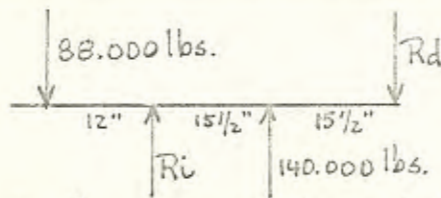
$$L = 9'' \times 1,4 \approx 12''$$

Según los datos anteriores, tengo el siguiente diagrama:



- Donde: 1) R_i = reacc del soporte izquierda .
 2) R_d = " " " " derecho.
 3) F_{B2} = Peso B_2 + Peso rueda + overhung load (sobrecarga)
 = 42.000 lbs + 3.600 lbs + 43.000 = 88.600 lbs
 4) F_{C1} = P_{C1} - peso = 140.000 - 352 \approx 140.000 lbs

b) Cálculo de las reacciones R_i y R_d .-



$$a) \sum F_v = 0 \quad - F_{B2} + F_{C1} + R_i - R_d = 0$$

$$- 88.000 + 140.000 + R_i - R_d = 0$$

$$\underline{R_i} = 88.000 - 140.000 + R_d$$

$$b) \sum M_i = 0 \quad - F_{B2} \times 12 - F_{C1} \times 15,5 + R_d \times 31 = 0$$

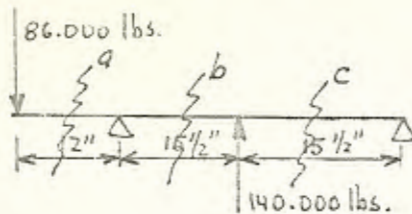
$$- 88.000 \times 12 - 140.000 \times 15,5 + 31 \times R_d = 0$$

$$\underline{R_d} = 88.000 - 140.000 \cdot 103.290 = \underline{49.300} \text{ lbs.}$$

Nota: El valor positivo de las reacciones quiere decir que el sentido que he asumido inicialmente para ella está correcto.

c) .- Cálculo del momento flector máximo:

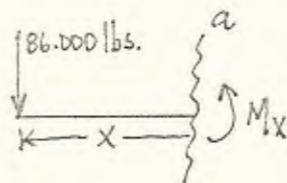
Para ello aplico el método de cortes sucesivos (/- refer.- mecánica de sólidos por Grandall.- cap 3)



Hago tres cortes a lo largo del eje (a, b, y c)

Analizo los cortes hechos:

corte a .-



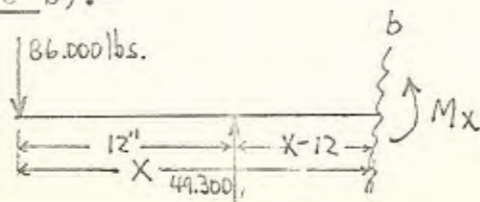
$$\sum M = 0$$

$$- M_x - 86.000x = 0$$

$$M_x = - 86.000 x$$

$$\text{Luego } (M_x)_{x=12} = - 86.000 \times 12 = - 1.032.000 \text{ - pulg.}$$

corte b .-



$$\sum M = 0$$

$$- 12 \times 49.300 (x-12) - 86.000x = 0$$

$$M_x = 49.000 (x-12) - 86.000x$$

Luego: $\left(M_A \right)_{A=12''} = 49.300 (X-12) - 86.000 X$
 para $12'' < X < 27,5''$

Resolviendo esta ecuación:

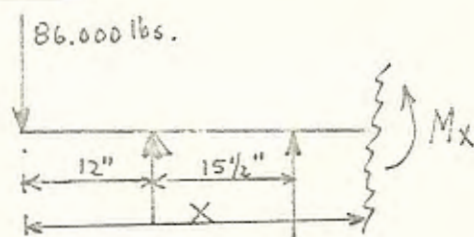
$$M_X = -36.000X - 591.600$$

Por tanto:

$$\left(M_X \right)_{A=12''} = -86.000 \times 12 = -1.032.000$$

$$\left(M_X \right)_{X=27,5''} = -36.000 \times 27,5 - 591.600 = -1.600.000 \text{ lbs-pulg}$$

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:

$$M_X = 49.300(X-12) + 140.000(X-27,5) - 86.000X$$

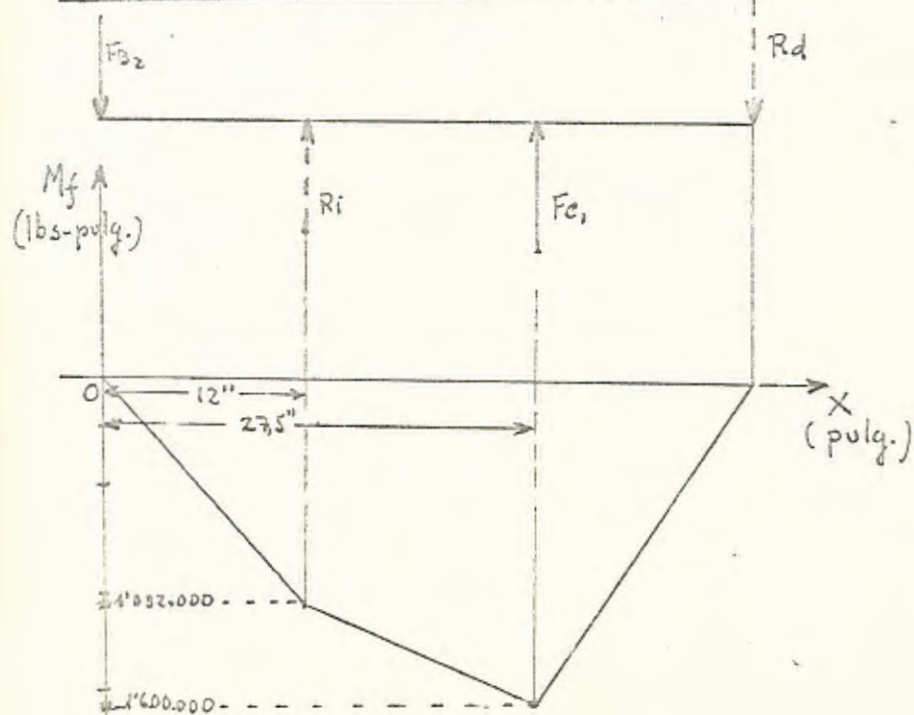
para $27,5'' < X < 43''$

$$M_X = 103.000X - 4.440.000$$

$$\left(M_X \right)_{X=27,5''} = -1.600.000 \text{ lbs-pulg}$$

$$\left(M_X \right)_{X=43''} = M_X = 1.900 \text{ lbs-pulg}$$

GRÁFICO DEL MOMENTO FLECTOR MÁXIMO.-



Luego: M_{FT} 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)

Assumiendo 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 Assunción .- 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)

σ_f = tensión o resistencia máxima de flexión, según el material usado para el eje (en - lbs/pulg²)

- 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: σ_t = tensión de torsión o de corte.

Los valores de σ_f i σ_t , para acero comercial de transmisión, y para ejes con concesión para cuñas serán :

$$\sigma_f = 12.000 \text{ lbs/pulg}^2$$

$$\sigma_t = 6.000 \text{ lbs/pulg}^2$$

(Ref. - tabla A.- Proyectos mecánicos.- Ing Romo)

Luego : $\alpha_0 = \frac{12.000}{1,3 \times 6.000} = 1,53$

Por tanto :

$$M_i = 0,35 \times 1'600.000 + 0,65 \sqrt{(1'600.000)^2 + (1,53 \times 1'171.500)^2}$$

$$M_i = 560.000 + 0,65 \times 2'260.000$$

$$560.000 + 1'479.000 = 1'840.000 \text{ lbs-pulg}$$

Con este dato, calculo d del eje .-

$$\underline{d} = \sqrt[3]{\frac{M_i}{0,1 \times \sigma_f}} = \sqrt[3]{\frac{1'840.000}{0,1 \times 12.000}} = \underline{13,2} \text{ ''}$$

Conclusión:.- Al usar ^{el}acero comercial de transmisión que es el que se encuentra normalmente, del árbol 1, no me conviene pues necesitaría tener un gran diámetro de árbol, lo cual ^{es} 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_t70 { que equivale a acero C₁₀₄₅, serie AISI; o C₄₅, serie (DIN) .- este material es el de mayor resistencia aconsejado para árboles de transmisión (ref. Les Ingénieurs Taschen buch Maschinuban.-Hütte.-pag 95)

Para árboles de transmisión con concesión para cuñas

$$\sigma_f = 1.000 \text{ a } 1.500 \text{ K/cm}^2$$

$$\sigma_t = 600 \text{ a } 800 \text{ k/cm}^2$$

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 σ_f y σ_t para acero S_t70 (C1045.-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 ≈ 207

b) Diámetro del eje I = 9"

F) Cálculo del diámetro del árbol en las secciones de los apoyos
(i y d).-

Datos : en i .- $M_i = - 1'032.000$ lbs-pulg
en d .- $M_d = 1'900.$ 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 Renlx (ref .- Celso Máximo.- ec. #24 pág 175)

$$M_i = 0,625 M_f + 0,60 M_t$$

Condición : $M_i < M_t$

$$(1'032.000 < 1'171.500)$$

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 B₂.-

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. NUTTE 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 .-

$$\Delta u = \bar{u} \text{ rueda} - u \text{ eje} \quad (A)$$

(Ref .- Advanced strength of materials.- Den Hartog.-pág 58)

donde : $\Delta u =$ ajuste

\bar{u} rueda = desplazamiento radial de la rueda

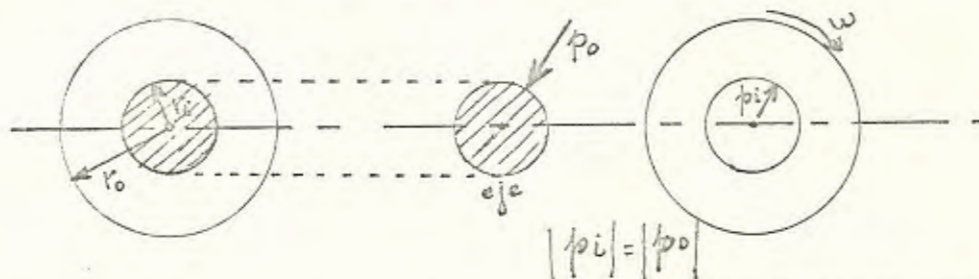
u eje = desplazamiento radial del eje

$$u = u(w) + u(p) \quad (B)$$

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.



Asumpciones 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)

5. Ajuste permisible entre el árbol 1 y la rueda B2
 6. Cálculo del desplazamiento radial de la rueda B2

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 .- mc 43 .- pág 54)

donde: $u(W)$ = desplazamiento radial de la rueda en función de velocidad angular (W), en pulgs

ρ = densidad según el material de la rueda (acero)
 = 0,00072 $\frac{\text{lbs}}{\text{pulg}^3}$
 (Ref. Den Hartog pág 49)

W = velocidad angular de la rueda, (en rad/ seg) =
 0,09 rev/seg x 2 π rad = 0,56 rad/seg.

r_i = radio interior de la rueda B2 = 4,25 pulg.

E = módulo de elasticidad para el acero = 30 x 10⁶ lbs/pulg²

v = módulo de Poisson = 0,3

r_o = radio exterior de la rueda B2 = 27 pulgs.

base a estos valores y resolviendo varios factores de la ecuación (C)

tendré :

$$\frac{(3+v)(1-v)}{8} = \frac{(3+0,3)(1-0,3)}{8} = \frac{3,3 \times 0,7}{8} = 0,29$$

$$\frac{1+v}{1-v} = \frac{1,3}{0,7} = 1,86$$

$$\frac{1+v}{3+v} = \frac{1,3}{3,3} = 0,39$$

segundo en la ecuación (C) :

$$u(W) = \rho W^2 \frac{r_i}{E} \times 0,29 \left[r_o^2 + r_i^2 + 1,86 \frac{r_o^2 r_i^2}{r_i^2} - 0,39 r_i^2 \right]$$

según datos que tengo :

$$u(W) = 0,0007 \frac{\text{lbs} \times \text{seg}^2}{\text{pulg}^4} \times 0,25 \frac{\text{rad}^2}{\text{seg}^2} \times \frac{4,25 \text{ pulg}}{30 \times 10^6} \times 0,29 \left[\right.$$

$$\left. 29 \text{ pulg}^2 + 18,5 \text{ pulg}^2 + 1,86 \left(\frac{30.920}{773} \right) \text{ pulg}^2 - 0,39 \times 773 \text{ pulg}^2 \right]$$

$$= \frac{0,00017 \times 1,32}{30 \times 10^6} (748 + 74,4 - 30) = 850 \times 10^{-11} \text{ pulg.}$$

Nota: Este valor lo desprecio, por ser casi cero, lo cual se entiende conociendo las bajisimas d.i.m. del eje I (=5,2 R.R.M.)

$$b) u(p_i) = p_i \frac{r_i}{E} \frac{r_i}{r_o - r_i} \left[(1-\nu) + (1+\nu) \times \frac{r_o^2}{r_i^2} \right] .-$$

(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; pág 199 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 = $F_{B2} = 86.000 \text{ lbs}$

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:

$$u(p_i) = 10.000 \text{ lbs/pulg} \times \frac{4,25 \text{ pulg}}{30 \times 10^6 \text{ lbs/pulg}^2} \times \frac{18,5 \text{ pulg}^2}{(729-18,5) \text{ pulg}^2}$$

$$\times \left[0,7 + 1,3 \times \frac{729}{18,5} \right] = \frac{7,7 \times 10^5}{21.000 \times 10^6} (51,4) = 0,0018''$$

Ahora según la ecuación (5) 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: $u \text{ eje I} = u(p)$

$$u \text{ eje I} = u(p_o) = -p_o r_o \frac{1-\nu}{E}$$

(Ref: fórmula # 40.- pág 52 Den Hartog)

Donde: p = Intens del eje (en lbs/pulg²: Animo $p = 1200$ lbs / pulg² que es lo de acero para eje de acero templado pulido y bien engrasado que gira sobre chumaceras de bronce especial (Ref Celso Máximo art 205, págs 193 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 según ecuac. (D):

$$L_i = \frac{W_i}{p \times d_i} = \frac{49.300 \text{ lbs}}{1.200 \frac{\text{lbs}}{\text{pulg}^2} \times 8,5 \text{ pulg.}} = 6 \text{ pulg.}$$

Esta sería la long mínima posible que podría tener el bocín; pero en base a la long apropiada a la sección de apoyo que corresponde a la chumacera tenemos:

$$\frac{L_i}{d_i} = 1,4 \text{ (para } \omega < 60 \text{ R.P.M.)}$$

(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 .

Un 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):

$$L_d = \frac{W_d}{p \times d_d} = \frac{103.000 \text{ lbs}}{1.200 \frac{\text{lbs}}{\text{pulg}^2} \times 7 \text{ "}} = 12 \text{ pulg.}$$

∴ Long. mínima del Bocín = 12 pulg

Ahora me basé al concepto que:

$$\frac{l_d}{d_e} = 1,4 \text{ (para } n < 60 \text{ r.p.m.) , tengo :}$$

$$\frac{l_d}{d_e} = 1,4 = 9,8'' \approx 10 \text{ pulg}$$

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 .

$D = d$ (sección del eje) $\times 1,0015$ ----- 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)

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 e en función del diámetro del eje, y según el material a usarse en el bocín y la configuración del mismo .

- Chumacera izquierda .- para $d_i = 8,5''$ ----- $\rightarrow e = 5/8''$

(para bocín de bronce sólido)

(Ref.- Manual Konstruieren und Rechnen.- Pág 307.-tabla 4)

pero como ^(o tabla IV-3.- Cap. IX) 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 $d_d = 7''$ ----- $\rightarrow e = 1/2''$ (para bocín de bronce sólido)

(Ref Manual Konstruieren und Rechnen pág 307, Tabla 2)

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 .-

$$d_n = 0,5 \sqrt{P/2}$$

$$\begin{aligned} \text{donde : } \frac{P}{2} &= \text{parte de la chumacera} = \\ &= \frac{105.296 \text{ lbs}}{2} = \frac{46.000 \text{ lbs}}{2} = 23.450 \text{ lbs.} \end{aligned}$$

$$\text{luego : } d_n = 0,5 \sqrt{23.450} = 70,2 \text{ mm} \approx 3 \text{ pulg.}$$

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. -

$$a = 2a = 2 \times 2 \frac{1}{4}'' = 4,7''$$

$$h_0 = 0,7 a = 0,7 \times 2 \frac{1}{4}'' = 1,5''$$

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 D_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 insertada en el árbol (o eje de transmisión), y la otra mitad está metida en la rueda.

c) Material de dichas chavetas. -

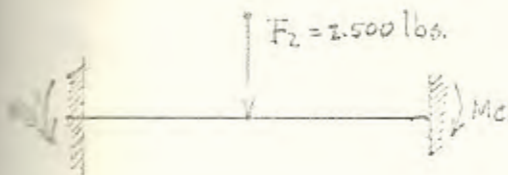
Usaré acero pues es el material que se recalca menos que el hierro y adopta diversas formas y disposiciones, haciéndose siempre de caras pulidas. Además tiene una gran resistencia a la compresión y al corte.

Usaré : Acero St70 (C1045.- AISI); cuyas propiedades son:

$$= \gamma_{\text{acero}} \times \text{Volomen} = \gamma_{\text{ac.}} \times \pi r^2 \times 211'' = 0,3 \frac{\text{lbs.}}{\text{pulg}^3} \times 3,14 \times 32 \text{ pulg}^2 \times 211 \text{ pulg} = 7.600 \text{ lbs.}$$

$$\text{Luego : } M_A = M_B = -\frac{1}{8} \times 7.600 \text{ lbs} \times 211 \text{ pulg} = -209.100 \text{ lbs-pulg}$$

Sección B - C .-

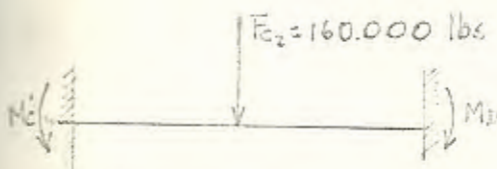


$$M_B = M_C = -\frac{1}{8} F_2 \times L$$

Donde: F_2 = peso del eje en esa sección
 + peso del acople $\approx 2.500 \text{ lbs.}$

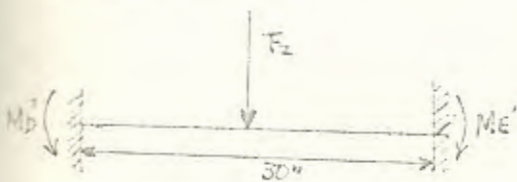
$$M_B = M_C = -\frac{1}{8} \times 2.500 \text{ lbs} \times 30 \text{ plg} = -9.200 \text{ lbs-pulg}$$

Sección C - D .-



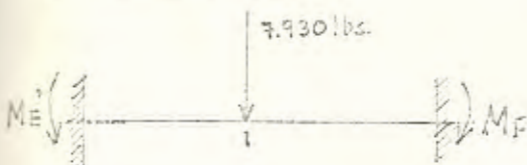
$$M_C = M_D = -\left(\frac{1}{8} \times 160.000 \text{ lbs} \times 40 \text{ plg}\right) = -800.000 \text{ lbs-plg}$$

Sección D - E .-



$$M_D = M_E = -\left(\frac{1}{8} \times 2.500 \times 30\right) = -9.200 \text{ lbs-pulg}$$

Sección E - F .-



$$M_E = M_F = -\left(\frac{1}{8} \times 7.930 \times 211\right) = -209.200 \text{ lbs-pulg}$$

Sección F - G .-



$$M_F = 185.000 \times 24 = 4.440.000 \text{ lbs-pulg}$$

b") Cálculo de los M_i y M_d .-

Primera aproximación .-

Para nudo A .-

$$M_i = -\left(M_I - M_D\right) \times \alpha = -\left[4.440.000 - (-209.000)\right] \times 0,89 = (-4.600.000) \times 0,89 = -4.094.000 \text{ lbs-pulg}$$

$$M_d = \left(M_I - M_D\right) \times \beta = 4.600.000 \times 0,11 = 506.000 \text{ lbs-pulg}$$

$$\text{luego : } M_t = \frac{60 \times 63/000}{1,6} = 2'360.000 \text{ lbs-pulg}$$

Con esto, tengo como datos:

$$M_f \text{ máximo } \cdot - = 1'100.000 \text{ lbs - pulg}$$

$$M_t \text{ máximo } \cdot - = 2'360.000 \text{ lbs- pulg}$$

Sé que :

$$d = \frac{M_i}{0,1 \cdot f}$$

Donde :

$$M_i = 0,35M_f + 0,65 \sqrt{M_f^2 + (\alpha_0 M_t)^2}$$

$$M_i = 0,35 \times 1'100.000 + 0,65 \sqrt{(1'100.000)^2 + (\alpha_0 \times 2'360.000)^2}$$

$$\alpha_0 = \frac{\alpha_f}{1,3 \alpha_t} = \frac{22.000 \text{ lbs/pulg}^2}{1,3 \times 11.000 \text{ lbs/pulg}^2} = 1,5$$

Luego:

$$M_i = 385.000 + 0,65 \sqrt{(1'100.000)^2 + (1,5 \times 2'360.000)^2}$$

$$M_i = 385.000 + 0,65 \times 3'700.000 = 385.000 + 2'400.000$$

$$\underline{M_i} = 2'790.000 \text{ lbs - pulg.}$$

por lo tanto:

$$d = \sqrt[3]{\frac{2'790.000 \text{ lbs - pulg}}{0,1 \times 22.000 \text{ lbs/pulg}^3}} = \sqrt[3]{1.278} = 10,7'' (\approx 11'')$$

También es necesario por tratarse de un eje sumamente largo, calcular el ángulo de deformación debido a la torsión (ϕ_t), que se produciría en el eje o con las características de diámetro y longitud.

$$\phi_t = \frac{TL}{JG} \quad (\text{Ref Advanced Strenght of Materials.--Den Hartog .--Capítulo I .-- Ec 16})$$

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)

ϕ_t = ángulo en radianes

$$\therefore \phi_t = \frac{2'360.000 \times 285}{1.440 \times 119 \times 10^5} = 0,039 \text{ radianes } (\approx 2,2^\circ)$$

$$\text{Ahora, el } \phi_t / \text{mt} = \frac{2,2^\circ}{7,3 \text{ mts}} = 0,29^\circ / \text{mt.}$$

que es aproximadamente $0,25^{\circ}/\text{mt}$ (valor aconsejado en estos casos de ejes largos .- Ref.- Nutte , 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 momentos 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 , - Ecuación 24 pág 175)

$$M_i = 0,625 M_f + 0,60 M_t$$

Cuya condición para poder aplicarla es : $M_f < M_t$

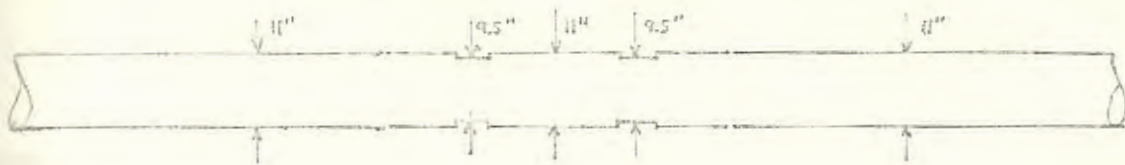
Lo cual se cumple : $486.000 \text{ lbs - pulg} < 2.360.000 \text{ lbs-pulg}$

$$\therefore M_i = 0,625 \times 486.000 + 0,6 \times 2.360.000 = 300.000 + 1.410.000 = 1.710.000.$$

Por tanto:

$$d = \sqrt[3]{\frac{1.710.000 \text{ lbs-pulg}}{0,1 \times 22.000 \text{ lbs/pulg}}} = 9,2 \text{ pulg } (\approx 9,5 \text{ pulg})$$

según los datos obtenidos. mediante cálculos y consideraciones hechas tengo que un diseño del eje II, en primera instancia, sería:



2) - 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 C₂ (doble)

$$\Delta u = u_{\text{rueda}} - u_{\text{eje}}$$

- Cálculo del desplazamiento radial de la rueda (u_{C₂}) -

$$u = u(W) + u(p)$$

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 C₂ = 0,0016''

- Cálculo del desplazamiento radial del eje II, en contacto directo con la rueda C₂ -

$$u_{\text{eje II}} = u(p_o)$$

$$u(p_o) = - p_o r_o \frac{1 - \nu}{E}$$

... girado en C y D, con los dos ejes extremos largos, según el
... inicial del eje II de transmisión .

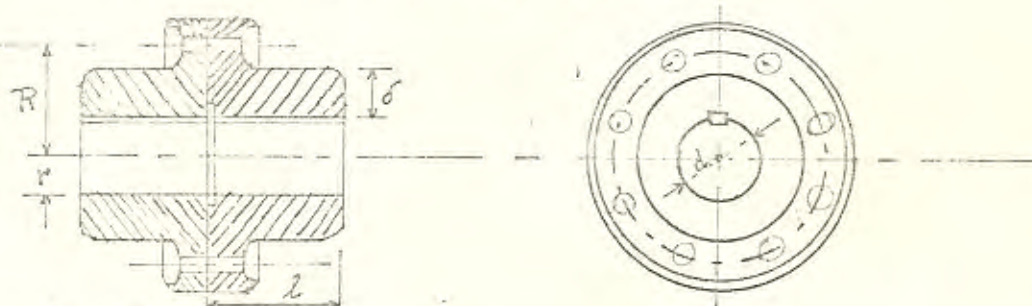
1.- Tipo de acople .-

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 .

ra cada rueda de transmisión del extremo del eje II

NOTA: Diseño de las chavetas.- ref Dibujo IV - 3 (b) cap IX.

CÁLCULO Y DISEÑO DEL EJE III DE TRANSMISIÓN.- (ESE POTRÍA DE LA MESA DEL ENTALDOR).

I).- Consideraciones preliminares.-

a) ancho de las ruedas (longitud de cubos):

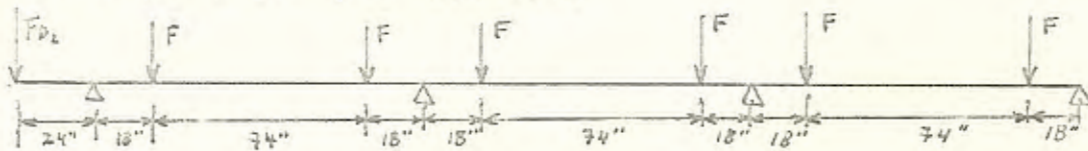
- rueda D_2 doble = 38"

- 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.



d) datos: $F_{D2} = F_{D1}$ (calculado para el eje II) = 185.000 lbs.

F: fuerza de tracción máxima que soportara cada cadena de arrastre = 33.000 lbs.

Además: - $n = 0,5$ RPM

- HP transmitido = 50 HP

- material: acero S_t 70 (C1045- AISI- con 0,45% de C.)

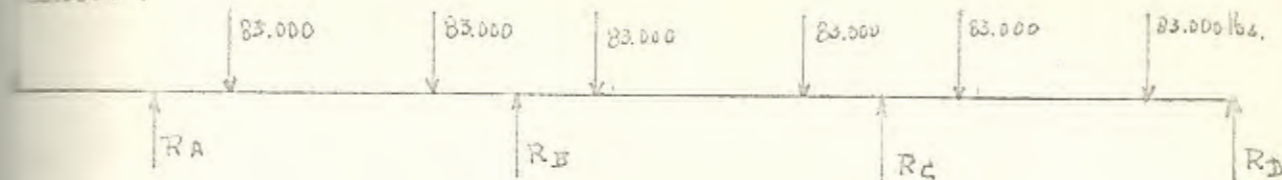
II).- Cálculo del eje de transmisión izquierdo.-

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 indeterminados.

Haciendo un cuadro representativo de los momentos para cada sección soportada, y de los momentos relectores totales para cada apoyo, tendré:

(ver hoja siguiente)

85.000 lbs.



α		β		α		β		α		β	
$\frac{4EI}{l}$	$\frac{4EI}{l}$	$\frac{4EI}{l}$	$\frac{4EI}{l}$	$\frac{4EI}{l}$	$\frac{4EI}{l}$	$\frac{4EI}{l}$	$\frac{4EI}{l}$	$\frac{4EI}{l}$	$\frac{4EI}{l}$	$\frac{4EI}{l}$	$\frac{4EI}{l}$
-4'400.000	-1'249.500	-1'249.500	-1'249.500	-1'249.500	-1'249.500	-1'249.500	-1'249.500	-1'249.500	-1'249.500	-1'249.500	-1'249.500
2'583.460	-567.000	0	0	0	0	0	0	0	0	1'249.500	0
0	0	283.500	0	0	-624.750	0	0	0	0	0	0
0	0	-141.750	141.750	-312.375	312.375	0	0	0	0	0	0
0	70.875	0	156.187	-70.875	0	0	0	0	0	-156.187	0
58.118	-12.750	78.043	-78.043	35.437	-35.437	0	0	0	0	156.187	0
0	-39.046	6.375	-17.758	39.046	-78.043	0	0	0	0	17.758	0
-32.017	7.028	-12.066	12.066	-58.569	58.569	0	0	0	0	-17.758	0
-1'790.491	-1'790.421	-1'035.348	-1'035.348	-1'616.836	-1'616.836	0	0	0	0	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: α y β

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 l en toda su longitud., y que uso un sólo eje E e I son iguales para todos las secciones; por tanto:

$$\frac{\frac{4EI_i}{l_i}}{\frac{4EI_i}{l_i} + \frac{4EI_d}{l_d}} = \frac{1/l_i}{1/l_i + 1/l_d} = \frac{l_d}{l_d + l_i}$$

Para nudo A .-

$$\alpha = \frac{l_d}{l_d + l_i} = \frac{110''}{110'' + 24''} = \frac{110}{134} = 0,82$$

$$\beta = 1 - \alpha = 1 - 0,82 = 0,18$$

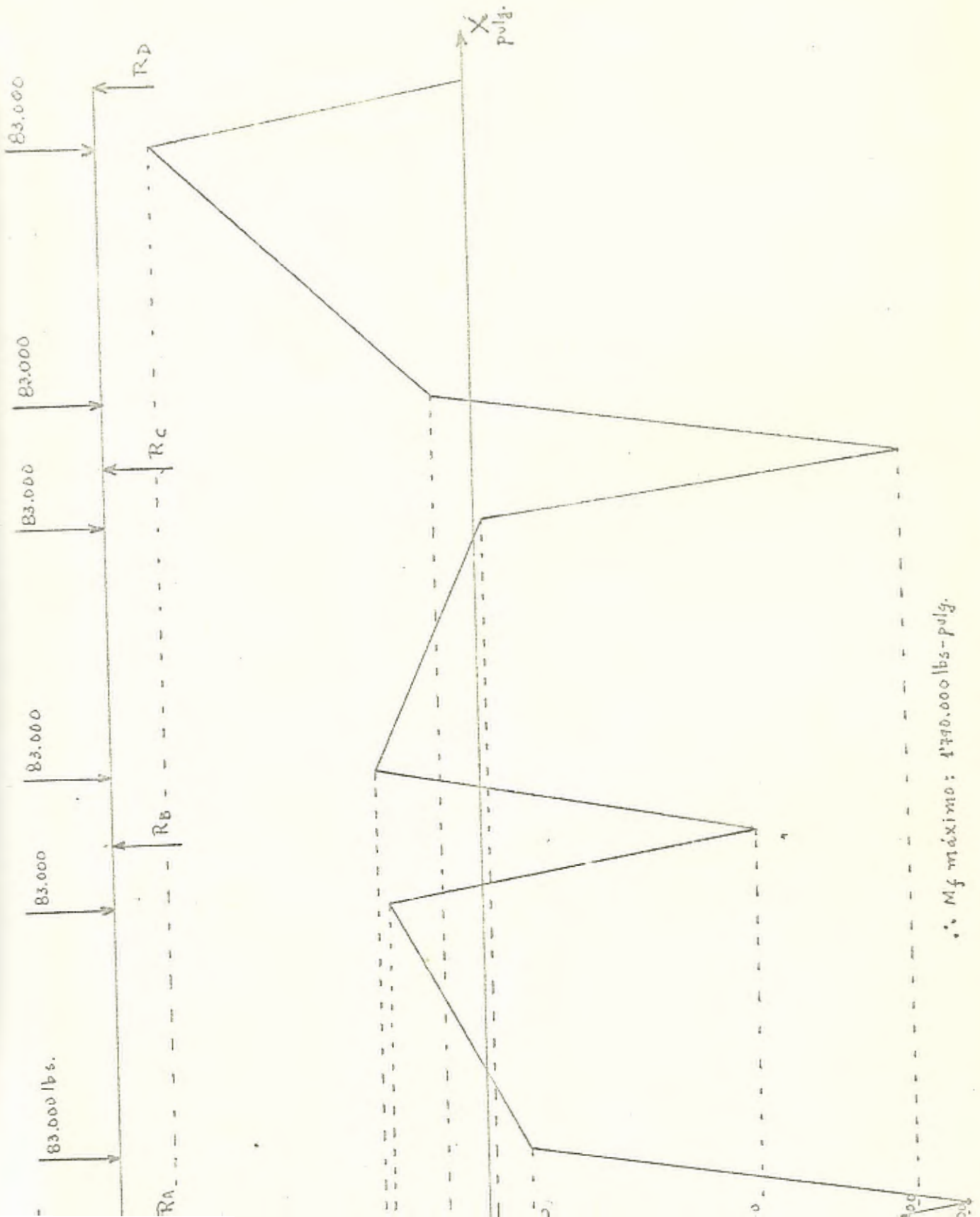
Para nudo B .-

$$\alpha = \frac{l_d}{l_d + l_i} = \frac{110}{110 + 110} = \frac{110}{220} = 0,5$$

$$\beta = 1 - 0,5 = 0,5$$

Para nudo C .-

luego graficando los momentos flectores calculados anteriormente por el eje motriz izquierdo de la mesa (: que es igual al derecho), tengo que:



∴ M_f máximo: $1790,000$ lbs-pulg.

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.

$$a) d = \sqrt[3]{\frac{M_i}{0,1 \sigma_f}} \quad (\text{ref. Mechanik Aufgabens. 232 o Celso p. 175})$$

donde: $d = \phi$ del eje en pulgadas.

M_i = momento ideal de flex.

σ_f = tensión o resist. máxima de flex., según el material usado por el eje.

sé que:

$$b) M_i = 0,35 M_f + 0,65 \sqrt{M_f^2 + (\alpha_0 M_t)^2}$$

(Ref. Mechanik Aufgabens 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

$$\alpha_0 = \frac{\sigma_f}{1,3 \sigma_t}$$

Como el acero S_t70 (Serie AISI C₁₀₄₅) 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:

$$\alpha_0 = \frac{22.000}{1,3 \times 11.000} = 1,5$$

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.) ≈ 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 :

$$M_i = 0,35 \times 1.790.000 + 0,65 \sqrt{(1.790.000)^2 + (1,5 \times 6.300.000)^2}$$

$$M_i = 580.000 + 0,65 \times \sqrt{(1.790.000)^2 + (9.450.000)^2}$$

$$M_i = 580.000 + 0,65 \times 10^6 \times \sqrt{3,2 + 85,3}$$

$$\begin{aligned}
 &= 580.000 + 0,05 \cdot 10^6 \times 9,1 \\
 &= 580.000 + 5,80 \times 10^6 \\
 &= 580.000 + 5.800.000 \\
 &= 6.380.000 \text{ lbs-pulg}
 \end{aligned}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_t}{0,1 \cdot \sigma_t}} = \sqrt[3]{\frac{6.380.000}{0,1 \times 22.000}} = 13,2'' (\approx 13'')$$

Observación.— Sin embargo bien se podría rebajar el diámetro del eje III, considerando que el valor de σ_t 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:

$$d = \sqrt[3]{\frac{6.380.000 \text{ lbs-pulg}}{0,1 \times 28.000 \text{ lbs-pu}^2}} = 12,3 \text{ pulg} (\approx 12 \text{ pulg.})$$

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 Baudouin P. 597).

2.- Cálculo de las diferentes secciones del eje III .-

2.1 Bien se podría ahorrar en material, pues a todo su largo hay secciones que tienen un mínimo M_t , 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 ϕ 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.

2.2.- Cálculo de los ajustes .-

2.2.1 Cálculo del ajuste permisible entre el eje III y las ruedas D_2 (doble) .-

$u = u \text{ rueda} - u \text{ eje}$

2.2.2 Cálculo del desplazamiento radial de la rueda D_2 (U_{D2}) .-

$U = u(W) + u(p)$

$$l = \frac{W}{\pi \cdot d} = \frac{68.300 \text{ lbs}}{1.200 \text{ lbs/pulg}^2 \times 12"} = 5 \text{ pulg.}$$

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 $d = 12"$ — $e = 1/8"$ (para bronce sólido)

(ref. a) Konstruieren und Rechnen- P. 307- Tabla Z o b)

Tabla IV-2 - Cap. IX- tesis)

Pero como usaré bronce partido; asumiré : $e \approx 1/4"$, 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 e 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 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

extremos de transmisión (μ_2) al eje III.-

a) Consideración de la altura (h) y ancho (W) de la sección de la chaveta.-

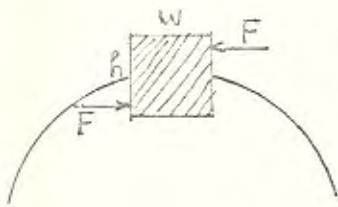
$$W = h = \frac{d_{\text{eje}}}{4} = \frac{12''}{4} = 3'' \quad (\text{valor máximo permisible})$$

(ref. Shigley art. 7-11 - P. 273)

\therefore 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.

$$\text{Se que: } l = \frac{2F}{h \times \sigma_c} \times K_t$$

$$l = \frac{2 \times 1.100.000 \text{ lbs.}}{3 \text{ pulg} \times 66.000 \text{ lbs/pulg}^2} \times 3 = 32 \text{ pulg.}$$

Luego, considerando que la longitud total de los cubos de las ruedas μ_2 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 μ_2 , 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) Ángulos, 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-4 : (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) Capacidad máxima de molienda (C) = 7.000 tons/ día que equivale a 291,6 ^{hora} 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.

$$\underline{C = 318 \text{ Tons./hora}}$$

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
- . rilas 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 :

$$S = 0,6 C \quad (\text{Ref Manual de Ingenieros Azucareros p}$$

donde: por Hugot Pg)

S = Superficie de la mesa en m^2

C = Capacidad de molienda de la fábrica en Tons de caña /hora

Luego:

$$S = 0,6 \times 318 = 190,8 m^2$$

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 :

$$\sqrt{190,8m^2} = 13,8 m. (= \text{long} = \text{ancho})$$

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^{2,3} 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 medio de llenadoras da lugar a que la caña vaya desordenada en el carretón, no formándose 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:

$$\text{Broadway} : P = D \times V = 250 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times (6,3 \times 2,2 \times 1,8) \text{ m}^3 = 7.200 \text{ kg.}$$

$$\text{Super-hite} : 250 \times (6,3 \times 2,3 \times 1,8) = 7.290 \text{ kg.}$$

$$\text{tractor} : 250 \times (6,3 \times 2,7 \times 1,8) = 9.050 \text{ kg.}$$

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 23.500 kg, 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;

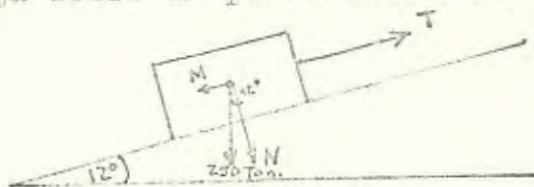
$$\text{luego: } 208 \text{ tons } \frac{20}{100} = 41,6 \text{ tons.}$$

o sea : 208 + 41,6 = 249,6 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 a 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 (ϕ)

Es así que en el catálogo Link Belt Pg 133 se encuentra las ruedas aconsejadas para el tipo de cadena escogido, que varían entre 8 y 12 dientes, con $p = 0 \frac{1}{32}''$.-

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 .

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 :

$$M_t = P \times R_p =$$

$$\text{Se que : } P = \frac{1'025.000}{12} = 85.000 \text{ lbs}$$

$$\therefore M_t = 85.000 \text{ lbs} \times 19,27'' = 1' 640. 500 \text{ lbs-pulg.}$$
$$(\approx 1' 804.500 \text{ kg-cm})$$

Cálculo de la altura del cubo .-

$$\therefore b = Y \sqrt[3]{M_t} = 0,14 \times \sqrt[3]{1'804.500} = 0,14 \times 122 = 16 \text{ cm.}$$

Cálculo de la longitud del tubo .-

$$\therefore L = x \sqrt[3]{M_t} = 0,35 \times 122 = 42,7 \text{ cm } (\approx 16,6 \text{ ''})$$

Osea que diseño las ruedas, de las cadenas de arrastre con

las siguientes especificaciones:

- a) material = acero St⁴²
- b) diámetro primitivo = 38,5"
- c) cubo de la rueda $\left\{ \begin{array}{l} \text{nueco} = 13 \\ \text{espesor} = 6,5" \\ \text{long} = 16" \end{array} \right.$

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 :

$$T = 245.000 \text{ lbs} \times 3,5 = 857.500 \text{ lbs.}$$

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).-

$$\text{Luego : } N^2 = \frac{857.500 \text{ lbs}}{80.000 \text{ lbs}} = \underline{\underline{11,07 \text{ cadenas}}}$$

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 ;

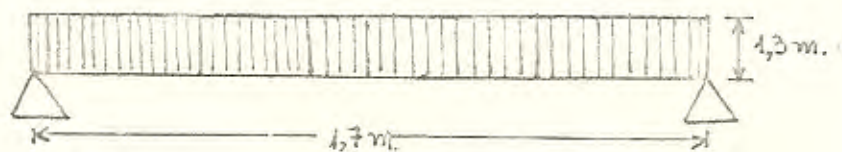
12

d).- Cálculo de los ángulos arrastradores .-

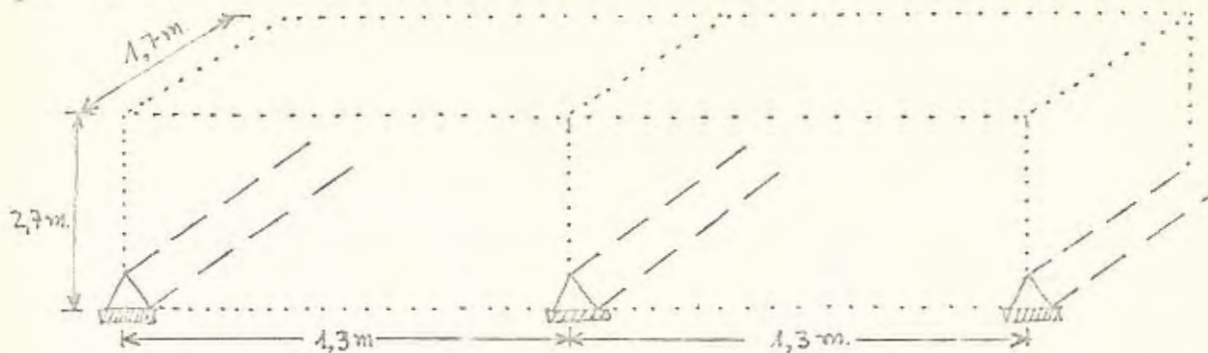
Asuunciones preliminares:

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 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, Pucará, 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.-

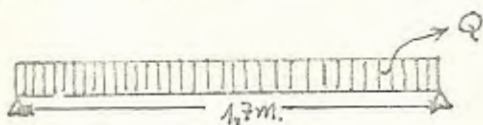
Como dato básico, considero como material de los ángulos , hierro fundido, cuya resistencia es :

$$\sigma = 1.260 \text{ k/ cm}^2$$

(Ref.- Tabla .- Parte III .- Es fuego unitarios .- Compañía fundidora de hierro y acero de Monterrey S.A.)

$$\sigma = 17.000 \text{ lbs / pulg}^2$$

(ref:Manual of steel Construcción pg 5-57).-



Q : Carga uniformemente distribuida.

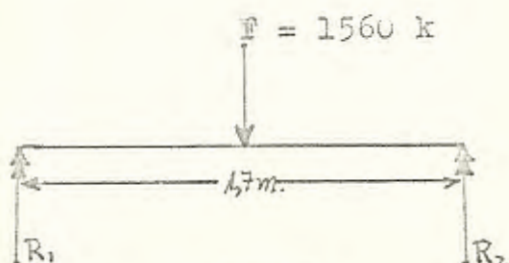
$$w = \gamma \times \text{Area}$$

$$\gamma = \text{densidad del paquete de caña} \approx 280 \text{ k/ m}^3$$

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 :

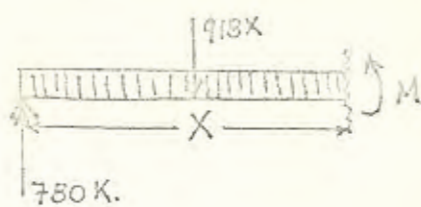


$$R_1 = R_2 = 780 \text{ K.}$$

$$F = 950 \frac{\text{k}}{\text{m}} \times 1,7\text{m} = 1.560 \text{ K.}$$

(que actúa en el centro, pues asumo carga uniformemente distribuida.)

b) Cálculo del momento flector máximo:



$$M_0 - 1,5 = 780x - 950 \frac{x^2}{2}$$

$$M_0 - 1,5 = 780x - 475 x^2$$

$$\frac{dM}{dx} = 0 = 780 - 950x \quad \therefore \quad x = \frac{780}{950} = 0,82m.$$

Luego : M. máximo = $780 \times 0,82 - 475 \times 0,67$
 para $x = 0,82m = 639 - 319 = 320 \text{ K} - m$

Ahora encuentre las dimensiones mínimas permisibles para el ángulo:

Sé que $\sigma =$ flexión máxima = 1.260 K/cm^2

Luego: $\sigma = \frac{M}{Z} \quad ; \quad Z = \frac{M}{\sigma} \quad \left(= \frac{I}{C} \right)$

$$Z = \frac{320 \text{ K} - m}{1260 \text{ K/cm}^2 \times \frac{10^4 \text{ cm}^2}{1m^2}} = 0,25 \times 10^{-4} m^3.$$

$$= 25 \text{ cm}^3 \quad (= 1,6 \text{ pulg}^3)$$

Con este dato de $Z = 25 \text{ cm}^3$, voy a la tabla de la compañía Monterrey S.A., y ya tengo que las dimensiones mínimas que deben tener los ángulos arrastradores es :

101,6mm x 101,6mm x 9,5mm

o en pulgadas : $4" \times 4" \times 3/8"$ (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 considere 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 cm^2
 - e) Mom de Inercia (I) = 231,4 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 mínimo = 1,98 cm

o se puede pedir el material a U.S.A. , basándose en el manual of Steel construcción : 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 pulg^2
- } eje X - X
y
eje Y - Y

I = 5,6 pulg^4
S = 2,4 pulg^3
r = 1,22 pulg
X o i = 1,18 pulg.

eje Z - Z .- r = 0,78 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 tato el peso total de las cadenas con los ángulos arrastradores, será : 13.800 + 9.500 = 23.300 lbs.

e ") Asumo carga uniformemente distribuida.

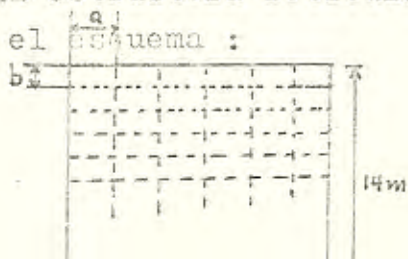
- Cálculo de la plancha base :

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 plancha bajo carga uniforme (p₀) empotrada en todos sus lados (ref. caso # 24.- pag 134.- Advanced strength of materials por Ben Hartog).-

$$\textcircled{C} \quad P_0 = \frac{F_t}{14 \times 14} ; \quad \text{Considerando, la mesa alimentadora totalmente llena.}$$

$$F_t = 420.000 \text{ lbs} + 23.000 \text{ lbs} \approx 450.000 \text{ lbs.}$$

(Sin considerar el factor de seguridad)

Luego en C :

$$P_0 = \frac{450.000 \text{ lbs}}{1} = \frac{450.000 \text{ lbs}}{300.000 \text{ pulg}^2} = 1,5 \text{ lbs / pulg}^2$$

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 desgaste de la plancha. Por todo ello, consideraré para efectos del cálculo :

$$p_0 = 3 \text{ lbs / pulg}^2$$

3) Si uso como material de la plancha : Acero estructural ASTM A-7, cuya σ_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:

$$\textcircled{D} \quad M_f \text{ máx} = \gamma \times p_0 \times a^2$$

Ref. Advanced strength of materials pág 134 caso #24

Donde: $p_0 = 3 \text{ lbs / pulg}^2$

$$\gamma = 0,0829 \text{ -- para } b/a = 2$$

$$a = 42 \text{ pulg.}$$

Luego reemplazo estos valores en \textcircled{D} =

$$M_f \text{ máx} = 0,083 \times 3 \times 1764 = 423 \text{ lbs - pulg}$$

Conociendo este valor calcularé el espesor mínimo (t) de la plancha que necesitaré :

$$\text{según: } t_{\text{mínimo}} \text{ (espesor)} = \sqrt[2]{\frac{6 \cdot f \cdot \text{máx}}{\sigma_{\text{máx}}}}$$

Ref.- Advanced strength of Materials .-ac # 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 $t = 3/8 \text{ "}$:

$$\textcircled{E} \quad W_{\text{máx.}} = u \frac{p_0 \cdot a^4}{E \cdot t^3}$$

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} :

$$W_{\text{máx.}} = \frac{0,027 \times 3 \times 3,1}{30 \times 10^6 \times 0,042}$$

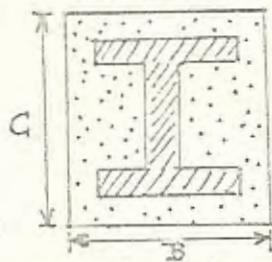
$$\left(\frac{w = \frac{\text{lbs/pulg}^2 \times \text{pulg}^4}{\text{lbs/pulg}^2 \times \text{pulg}^3} = \text{pulg} \right)$$

$$W_{\text{máx.}} = \frac{243 \times 10^3}{30 \times 10^6 \times 0,042} = 0,19 \text{ "}$$

- b) peso/pie = 48 lbs/pie
 c) Área de sección = 14,11 pulg²
 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 U 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 tengo 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) = 30×10^6 lbs/pulg²
 e) usaré columnas tipo WF, con base de plancha de acero.-

— Cálculo de las columnas U 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:

$$P. \text{ crít} = 280.000 \text{ lbs.}$$

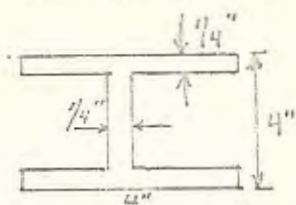
Luego en \textcircled{B} :

$$280.000 = \frac{9,85 \times 30 \times 10^6 \times I}{6.400}$$

$$\therefore I = \frac{280.000 \times 6.400}{9,85 \times 30 \times 10^6} = 7 \text{ pulg}^4$$

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 A 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: σ_c permisible = 20.000 lbs./pulg²

ahora, compruebo 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: σ_c permisible = 20.200 lbs/pulg²

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 σ_c permisible.- por tanto escojo una columna con las siguientes características:

- a) tipo : WF con base de plancha de acero
- e) medidas nominales de la sección: 8" x 8"
- b') medidas reales: 8¹/₂" x 8¹/₈" x (11/16" y 7/16") (ref. p. 1-16)
- c) peso/pie : 48 lbs/pie
- d) area de la sección = 14,11 pulg²
- 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 cana, 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/pulg²
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 λ en la realidad es muy superior al λ ideal, por tanto, asumo: $\lambda = 8 \text{ pulg}^2$

NOTA : Pero antes cabe anotar, que para estas columnas, consideraré un valor de λ , mayor que el $\lambda = 0,65$ escojido para las columnas anteriores, pues estas columnas (I y H) soportan mayor empuje hacia adelante debido a la descarga,

en dirección indicada, de cara que la soportan directamente. Osea que el valor de λ se acerca mas hacia $\lambda = 1$; luego asumo $\lambda = 0,75$ (Ref. Manual para C. I. S. 2 p. 5-117).-

Ahora si volviendo al valor de $\lambda = 8 \text{ pulg}^2$, 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: $\sigma_c \text{ permisible} = 20.700 \text{ lbs/pulg}^2$

$$\therefore \frac{F}{A} = \frac{P.\text{crítico}}{A} = \frac{200.000 \text{ lbs.}}{8 \text{ pulg}^2} = 25.000 \text{ lbs. pulg}^2$$

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. p. 3-40)
- plancha base, medidas: $B = 15 \text{ pulg}$



$C = 18 \text{ pulg}$
espesor $\approx 1\frac{1}{2} \text{ pulg}$

(ref. p. 3-78)

en dirección indicada, de cara que la soportan directamente. O sea que el valor de k se acerca mas hacia $k = 1$; luego asumo $k = 0,75$ (Ref. Manual AISC. 1. 8. 2 p. 5-117).-

Ahora si 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: σ_c permisible = 20.700 lbs/pulg²

$$\therefore \frac{P}{A} = \frac{P.\text{crítico}}{A} = \frac{200.000 \text{ lbs.}}{8 \text{ pulg}^2} = 25.000 \text{ lbs. pulg}^2$$

Luego: σ_c actual > σ_c 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 σ_c permisible = 20.800 lbs/pulg²

Compruebo si $A = 10 \text{ pulg}^2$ es conveniente:

$$\sigma_c = \frac{P}{A} = \frac{P.\text{crítico}}{A} = \frac{200.000 \text{ lbs}}{10 \text{ pulg}^2} = 20.000 \text{ lbs/pulg}^2$$

veo que σ_c actual < σ_c 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" x 8"
- Medidas reales = 8¹/₈" x 8" x (1/2" y 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 pulg²
- material: acero A-36 (ref. p.3-40)
- plancha base, medidas: B= 15 pulg



C = 18 pulg
espesor $\approx 1\frac{1}{2}$ pulg

(ref. p. 3-78)

Columnas B y C .-

Consideraciones preliminares.-

Aquí tengo como datos:

- $l = 4$ mts. ≈ 160 pulg.
- $P = 60.000$ lbs. (:carga vertical soportada)
- 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:
 $P. = 150.000$ lbs., considerando unas de un 100% de factor de seguridad.
- material= Acero A-36
- Columna tipo WF con plancha base de acero.-

Cálculo de las columnas B y C .-

Según asunciones del pandeo enteriores, tengo que:

$$\textcircled{A} P_{\text{crit}} = \frac{\pi^2 EI}{l^2}$$

Asumo: $P_{\text{crítico}} = 300.000$ lbs/pulg²

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 $\approx 6\frac{1}{2}$ pulg²

Ahora, como sé que siempre el A a usarse es mucho mayor que la idealmente calculada, luego:

a) Para $A = 14$ pulg²

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 :

$$\frac{kl}{r} = \frac{0,85 \times 160''}{2,08''} = 64$$

al que corresponde: σ_c permisible = 17.000 lbs/pulg²

(ref. manual p. 5-68.- Tabla 1-36)

Ahora, compruebo si el A suida es conveniente:

$$= \frac{P}{A} = \frac{P.\text{crítico}}{A} = \frac{300.000 \text{ lbs.}}{14 \text{ pulg}^2} = 21.400 \text{ lbs/pulg}^2$$

∴ σ_c actual > σ_c permisible

Por tanto rechaza A = 14 pulg²

2do. tanteo.-

Para A = 17,5 pulg²

corresponde r = 2,57 pulg.

Sé que k = 0,85

por tanto:

$$\frac{kl}{r} = \frac{0,85 \times 160''}{2,57''} = 48$$

∴ σ_c permisible = 18.500 lbs/pulg²

Ahora compruebo si A = 17,5 pulg² es conveniente:

$$\sigma_c = \frac{P}{A} = \frac{P.\text{crítico}}{A} = \frac{300.000 \text{ lbs.}}{17,5 \text{ pulg}^2} = 17.300 \text{ lbs/pulg}^2$$

Luego: σ_c actual < σ_c permisible, por tanto puedo usar A = 17,5 p pulg².

NOTA .- Veo que bien se podría usar una columna de menores dimensiones en su sección, pues el valor de σ_c permisible me lo concede. Sin embargo debido a la gran carga, empuje y vibraciones que soportan estas columnas, escojo A = 17,5 pulg²

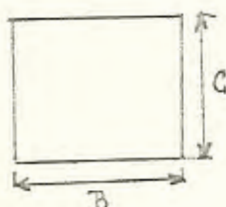
Es decir que las columnas B y C, tendrán las siguientes características:

- 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 pulg²
- (ref. manual p. 3-22 Tabla I).-
- 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 tenga: $A = \frac{17,5 \text{ pulg}^2}{2} \approx 9 \text{ pulg}^2$

∴ 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" escogida anteriormente)
- (ref. p. 3-23)

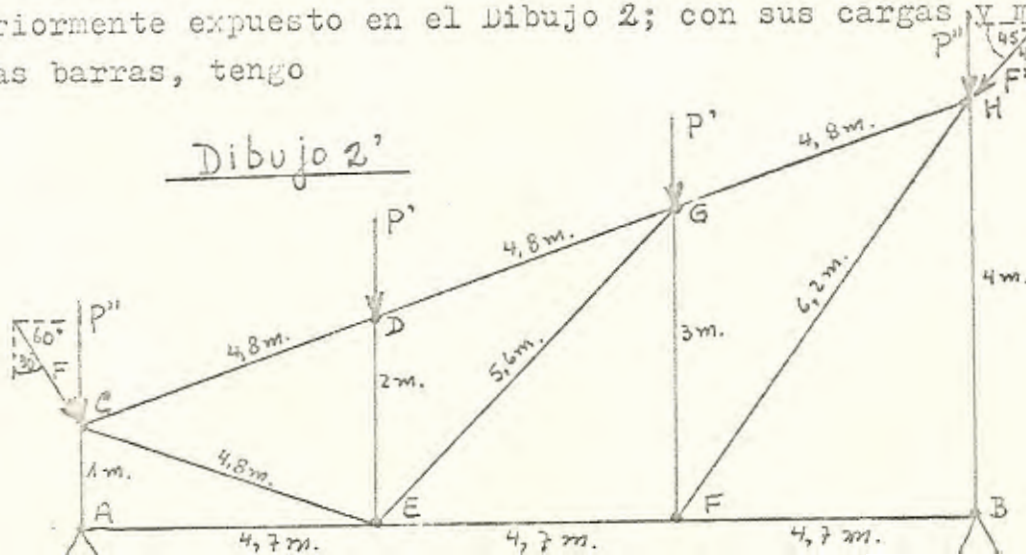
Resumiendo.- Las columnas centrales (B, C, M, N, O, P, I, H), tendrán las siguientes:

<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 Diseño de la ESTRUCTURA LATERAL SOPORTANTE DEL SISTEMA.-

A) Idealización del sistema.-

Esquematisando 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 móviles 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:

$$P'' = 60.000 \text{ lbs.}$$

$$P' = 120.000 \text{ lbs.}$$

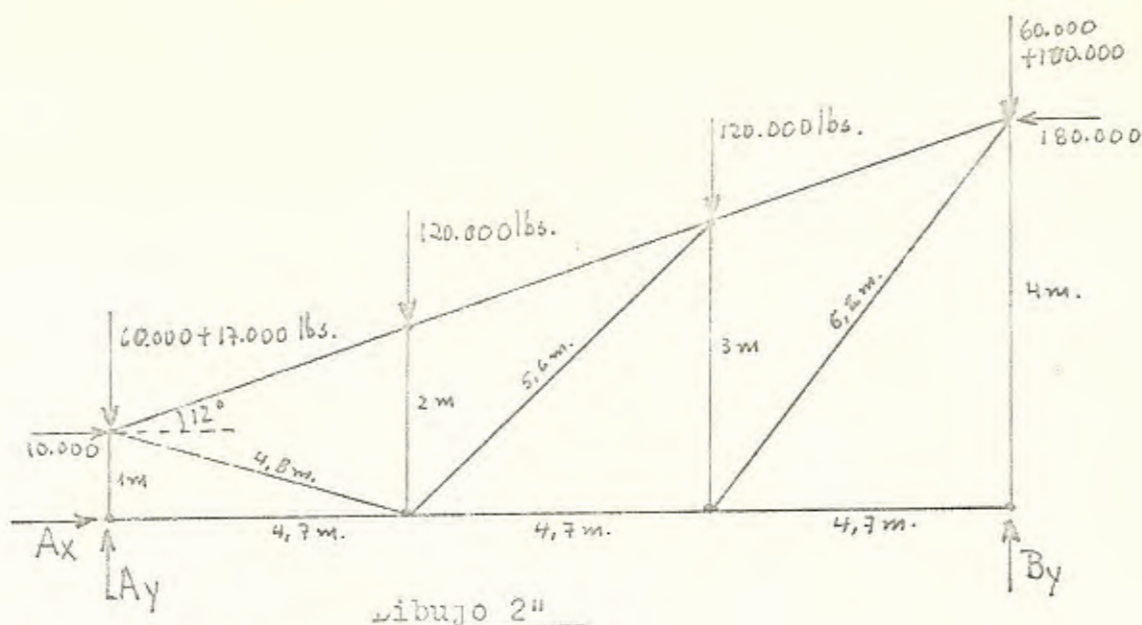
$$F = 20.000 \text{ lbs.}$$

$$F' = 300.000 \text{ lbs.}$$

Conociendo ya estos datos puedo a calcular la estructura.

Cálculo de las reacciones en los apoyos A y B.-

a).- Esquema.-



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 = Nº de nudos (= 8)

b = Nº de barras (= 13)

$$\text{Luego: } 2 \times 8 = 13 + 3$$

$$16 = 16$$

Por tanto el sistema es determinado .-

A).- cálculo de las reacciones.-

$$\sum F_x = 0 \text{ .-}$$

$$10.000 + A_x - 180.000 = 0$$

$$\rightarrow A_x = 180.000 - 10.000 = 170.000 \text{ lbs.}$$

$$F_y = 0 \text{ .-}$$

$$- 77.000 - 120.000 - 120.000 - 240.000 + A_y + B_y = 0$$

$$A_y = 540.000 - B_y \quad (1)$$

$$M_A = 0$$

$$10.000 \times 1 - 120.000 \times 4,7 + 120.000 \times 9,4 + 240.000 \times 14 - B_y \times 14 - 180.000 \times 4 = 0$$

$$B_y = \frac{4 \cdot 250.000}{14} = 300.000 \text{ lbs.}$$

Luego en (1):

$$A_y = 540.000 - 300.000 = 240.000 \text{ lbs.}$$

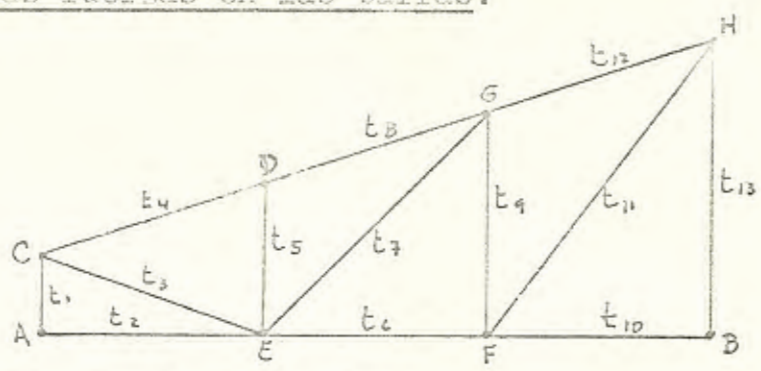
Resumiendo, las reacciones en los apoyos:

$$A_x = 170.000 \text{ lbs.}$$

$$A_y = 240.000 \text{ lbs.}$$

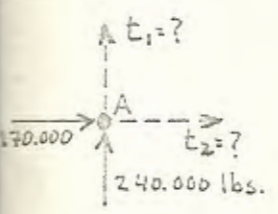
B) .- Cálculo de las fuerzas de tensión o compresión que se producen en las barras.-

Esquema con las fuerzas en las barras:



Aplicando el sistema de los nudos.-

Nudo A .-



$$\sum F_y = 0$$

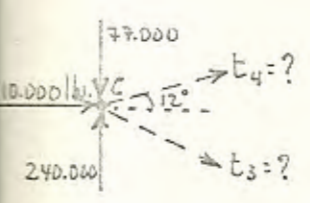
$$240.000 + t_1 = 0$$

$$t_1 = -240.000 \text{ lbs. (compresión)}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$t_2 = -170.000 \text{ lbs. (compresión)}$$

Nudo C .-



$$\frac{t_3}{t_{3x}} = \frac{4,8}{4,7} \quad t_{3x} = 0,98 t_3$$

$$t_{3y} = \frac{11}{4,8} t_3 = 0,23 t_3$$

$$t_{4x} = t_4 \cos. 12^\circ$$

$$t_{4y} = t_4 \text{ sen. } 12^\circ$$

$$F_x = 0$$

$$10.000 + t_4 \cos. 12^\circ + 0,98 t_3 = 0$$

$$\therefore t_3 = \frac{-10.000 - t_4 \cos. 12^\circ}{0,98} \quad (1)$$

$$F_y = 0$$

$$-77.000 + 240.000 + t_4 \text{ sen. } 12^\circ + 0,23 t_3 = 0$$

$$\therefore t_4 = \frac{-163.000 - 0,23 t_3}{0,21}$$

$$t_4 = -815.000 + 1,1 t_3 \quad (2)$$

reemplazando t_4 en (1):

$$t_3 = \frac{-10.000 - (-815.000 + 1,1 t_3) \times 0,98}{0,98}$$

$$2,1 t_3 = 805.000$$

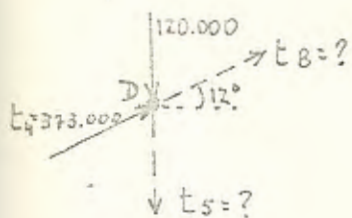
$$t_3 = \frac{805.000}{2,1} = 402.500 \text{ lbs. (tensión)}$$

Reemplazando este valor en (2):

$$t_4 = -815.000 + 1,1 \times 402.500$$

$$t_4 = - 373.000 \text{ lbs. (compresión)}$$

Nudo D .-



$$t_{4x} = t_4 \text{ Cos. } 12^\circ = 365.000$$

$$t_{4y} = t_4 \text{ Sen. } 12^\circ = 85.000$$

$$t_{8y} = t_8 \text{ Sen. } 12^\circ$$

$$t_{8x} = t_8 \text{ Cos. } 12^\circ$$

$$\sum F_x = 0 \text{ .-}$$

$$365.000 - t_8 \text{ Cos. } 12^\circ = 0$$

$$t_8 = \frac{-365.000}{0,98} = 360.000 \text{ lbs. (compresión)}$$

$$\sum F_y = 0 \text{ .-}$$

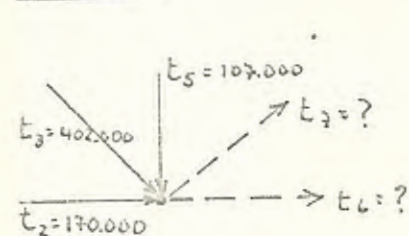
$$- 120.000 - t_5 + t_{4y} + t_{8y} = 0$$

$$- 120.000 - t_5 + 85.000 - 360.000 \text{ Sen. } 12^\circ = 0$$

$$- 120.000 - t_5 + 85.000 - 72.000 = 0$$

$$t_5 = - 107.000 \text{ lbs. (compresión)}$$

Nudo E .-



$$\frac{t_7}{t_{7x}} = \frac{5,6}{4,7}$$

$$t_{7x} = \frac{4,7}{5,6} t_7 = 0,9 t_7$$

$$\frac{t_7}{t_{7y}} = \frac{5,6}{3}$$

$$t_{7y} = 0,6 t_7$$

$$\sum F_x = 0$$

$$170.000 - t_{3x} + t_{7x} + t_6 = 0$$

$$170.000 - 0,98 t_3 + 0,9 t_7 + t_6 = 0$$

$$170.000 - 393.000 + 0,9 t_7 + t_6 = 0$$

$$\therefore t_6 = 223.000 - 0,9 t_7 \quad (1)$$

$$\sum F_y = 0 \text{ .-}$$

$$t_{3y} - 107.000 + t_{7y} = 0$$

$$0,23 t_3 - 107.000 + 0,6 t_7 = 0$$

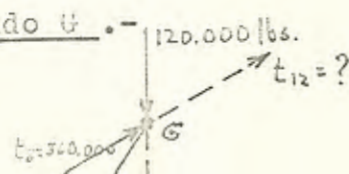
$$92.400 - 107.000 + 0,6 t_7 = 0$$

$$t_7 = 25.000 \text{ lbs. (tensión)}$$

Luego en (1) .-

$$; t_6 = 223.000 - 0,9 \times 25.000 = 200.000 \text{ lbs. (tension)}$$

Nudo G .-



$$t_{12y} = t_{12} \text{ Sen. } 12^\circ = 0,22 t_{12}$$

$$t_{12x} = t_{12} \text{ Cos. } 12^\circ = 0,98 t_{12}$$

$$\sum F_x = 0 \text{ .-}$$

$$t_{6x} - t_{7x} + t_{12x} = 0$$

$$t_8 \cos. 12^\circ - 0,9 t_7 + 0,98 t_{12} = 0$$

$$352.000 - 23.000 + 0,98 t_{12} = 0$$

$$t_{12} = \frac{-329.000}{0,98} = -335.000 \text{ lbs. (compresión)}$$

$$\sum F_y = 0 \text{ .-}$$

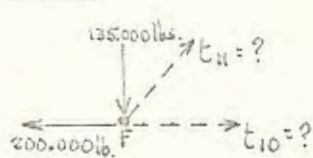
$$t_{8y} - t_{7y} - 120.000 - t_9 + t_{12y} = 0$$

$$360.000 \times 0,22 - 25.000 \times 0,6 - 120.000 - t_9 + (-335.000 \times 0,22) = 0$$

$$73.000 - 15.000 - 120.000 - t_9 - 73.700 = 0$$

$$t_9 = -135.000 \text{ lbs. (compresión)}$$

Nudo F.-



$$\frac{t_{11}}{t_{11x}} = \frac{6,2}{4,7}$$

$$t_{11x} = \frac{4,7}{6,2} t_{11}$$

$$t_{11x} = 0,75 t_{11}$$

$$\frac{t_{11}}{t_{11y}} = \frac{6,2}{4}$$

$$t_{11y} = 0,65 t_{11}$$

$$\sum F_x = 0 \text{ .-}$$

$$-200.000 + t_{10} + t_{11x} = 0$$

$$t_{10} = 200.000 - 0,75 t_{11} \quad (4)$$

$$\sum F_y = 0 \text{ .-}$$

$$-135.000 + t_{11y} = 0$$

$$-135.000 + 0,65 t_{11} = 0$$

$$t_{11} = \frac{135.000}{0,65} = 210.000 \text{ lbs. (tensión)}$$

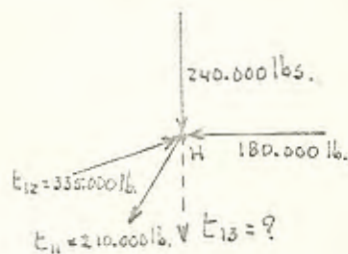
Luego en (4):

$$t_{10} = 200.000 - 0,75 \times 210.000$$

$$t_{10} = 200.000 - 157.500$$

$$t_{10} = 42.500 \text{ lbs. (tensión)}$$

Nudo H.-



$$\sum F_y = 0 \text{ .-}$$

$$-240.000 + t_{12y} - t_{11y} - t_{13} = 0$$

$$-240.000 + (335.000 \times 0,22) - (210.000 \times 0,65) - t_{13} = 0$$

$$-240.000 + 74.000 - 136.500 - t_{13} = 0$$

$$t_{13} = -387.000 + 74.000$$

$$t_{13} = -313.000 \text{ lbs. (compresión)}$$

Resumiendo estos valores de las fuerzas que se producen en las barras:

Tabla:

Barra A-C	— F = 240.000 lbs. (compresion)
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, (σ_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 $A = 10$ pulg²

.°. $r = 1,87$ "

Por tanto: $\frac{kl}{r} = \frac{0,75 \times 40''}{1,87''} = 16$

.°. σ_c permisible = 20.800 lbs/pulg²

Compruebo si este valor de A, escogido en primera instancia es

conveniente o no.-

$$\sigma_c = \frac{F_c}{A} = \frac{240.000 \text{ lbs.}}{10 \text{ pulg}^2} = 24.000 \text{ lbs/pulg}^2$$

∴ $\sigma_c > \sigma_{c \text{ permisible}}$; 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)

∴ $\frac{Kl}{r} = \frac{0,75 \times 40}{2,04} = 15$

∴ $\sigma_{c \text{ permisible}} = 20.900 \text{ lbs/pulg}^2$

verificación:

$$\sigma_c = \frac{F_c}{A} = \frac{240.000 \text{ lbs.}}{11,7 \text{ pulg}^2} = 20.600 \text{ lbs/pulg}^2$$

∴ $\sigma_c < \sigma_{c \text{ permisible}}$; 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 = 8¹/₄" x 8¹/₈" 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: $K = 0,65$ (ref. manual of steel construction, Tabla 6. 1. 8. 2)

Asumo = Area de la sección de la barra (A) = 10 pulg²

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: $\sigma_{c \text{ permisible}} = 17.040 \text{ lbs/pulg}^2$

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 $\sigma_{c \text{ actual}} < \sigma_{c \text{ permisible}}$; 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 = . . .

d) medidas reales 8¹/₈" x 8" x (1/2" , 5/16" , 3/16")

(ref, manual P. 1-16)

c).- Barra C-E .-

- datos: a) $F_{tens.} = 402.000$ lbs.
b) $l = 4,8$ mts. ≈ 188 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: λ = razón de esbeltéz

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.-

$$\therefore \sigma_t = \frac{F_{tx} W}{A} = \frac{\text{Ing. Aguirre - Tabla VI-4)}{402.000 \times 1,87}{19,7} = 36.000 \text{ lbs/pulg}^2$$

Luego: $\sigma_t > \sigma_t$ permisible .- por tanto, no escojo $A = 19,7 \text{ pulg}^2$

asumo: $A = 26,19 \text{ pulg}^2 \rightarrow r = 2,63''$

$$\lambda = \frac{l}{r} = \frac{188''}{2,63''} = 71 \rightarrow W = 1,6$$

$\sigma_t > \sigma_t$ permisible,

asumo: $A = 29,10 \text{ pulg}^2 \rightarrow r = 3,09 \text{ pulg}$ (ref. Manual P. 3-20)

$$\lambda = \frac{l}{r} = \frac{188''}{3,09''} = 60 \rightarrow W = 1,50$$

Por tanto: $\sigma_t = \frac{402.000 \times 1,50}{29,10} = 21.000 \text{ lbs/pulg}^2$

$\therefore \sigma_t < \sigma_t$ permisible

Por tanto, escojo una barra C-E, con las siguientes característi
cas:

- a) tipo WF; material: Acero A-36
b) dimens. nominales: 12" x 12"
c) 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: σ_c permisible = $19.270 \text{ lbs/pulg}^2$
 (ref. Manual Tabla 1-36 P. 5-68)

Comprobación del A:

$$\sigma_c = \frac{F_c}{A} = \frac{107.000 \text{ lbs.}}{7,37} = 14.000$$

∴ σ_c "mucho menor" que σ_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)

$$\frac{Kl}{r} = \frac{0,75 \times 79''}{1,2''} = 50 \rightarrow \sigma_c \text{ permisible} = 18.350 \text{ lbs/pulg}^2$$

(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 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 : $\lambda = 0,65$ (ref. 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)

3-22)

$$\frac{Kl}{r} = \frac{0,65 \times 188''}{2,57''} = 47,6$$

Luego σ_c permisible = 18,600 lbs/pulg²

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 σ_c mayor que σ_c permisible.

3) Asumo: $A = 19,4 \text{ pulg}^2 \rightarrow r = 2,58 \text{ pulg}$ (ref. Manual P. 3-24)

$$\frac{Kl}{r} = \frac{0,65 \times 188''}{2,58''} = 47 \text{ — } \sigma_c \text{ permisible} = 18.600 \text{ lbs/pulg}^2$$

Comprobación .-

$$\sigma_c = \frac{F_c}{A} = \frac{370.000 \text{ lbs.}}{19,4 \text{ pulg}^2} = 18.900$$

Luego: σ_c es más o menos el σ_c permisible.- Por tanto la barra C-D tendrá las siguientes características:

- a) tipo WF; material = Acero A-36
- b) dimensiones nominales de la sección: 10" x 10"
- c) peso/pie = 66 lbs/pie
- d) 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:

$$A = \frac{F}{\sigma} = \frac{200.000}{22.000} = 9,09 \text{ pulg}^2$$

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 .-

$$\lambda = \frac{l}{r} = \frac{130''}{2,54''} = 74$$

$$\therefore W = 1,65 \text{ (ref. Tabla VI-4)}$$

por tanto:

$$\sigma_t = \frac{F_t \times W}{A} = \frac{200.000 \times 1,65}{14,4} = 22.500 \text{ lbs/pulg}^2$$

Luego: σ_t más o menos σ_t permisible

Por tanto, la barra E-1, tendrá la siguientes características:

a) tipo WF.- material : Acero A - 36

b) dimensiones nominales de la sección: 10" x 10"

c) peso/pie = 49 lbs/pie

(ref. Manual P. 3-22)

d) 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) $\sigma_{tens.} \text{ permisible} = 22.000 \text{ lbs/pulg}^2$

Cálculo del A de sección en primera instancia:

$$A = \frac{F_t}{\sigma_t} = \frac{25.000 \text{ lbs.}}{20.000 \text{ lbs/pulg}^2} = 1,3 \text{ pulg}^2$$

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 σ_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:

$$t = \frac{F_t \times d}{A} = \frac{25.000 \times 4,5}{4,62} = 24.500 \text{ lbs/pulg}^2$$

Luego: σ_t es mayor que σ_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: σ_t es menor que el σ_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 6
- 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: σ_c permisible = 18.500 lbs/pulg²

(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: σ_c es menor que el σ_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-E .-

- datos: a) $P_c = 135.000$ lbs.
b) $l = 3$ mts. = 118 pulg
c) barra tipo WF; material: acero A-36

Sé que ; $K = 0,75$

1) ASUMO: $A = 7,37$ pulg² $\rightarrow r = 1,52$
(ref. Manual P. 3-24)

Luego: $\frac{Kl}{r} = \frac{0,75 \times 118}{1,52} = 54$

Por tanto: σ_c permisible = 17.500 lbs/pulg²

Comprobación:

$$\sigma_c = \frac{135.000}{7,37} = 18.500 \text{ lbs/pulg}^2$$

Luego:

σ_c es mayor que σ_c permisible .-

2) Escojo: $A = 8,23$ pulg² $\rightarrow r = 1,47$ pulg (ref. Manual P. 3-24)

∴ $\frac{Kl}{r} = \frac{0,75 \times 118}{1,47} = 60$

Por tanto: σ_c permisible = 17.400 lbs/pulg²

Comprobación.-

$$\sigma_c = \frac{P_c}{A} = \frac{135.000}{8,23} = 16.400 \text{ lbs/pulg}^2$$

Luego: σ_c es menor que σ_c permisible.

Por tanto la barra G-E, tendrá las siguientes características:

- a) tipo WF; material: Acero A-36
b) medidas nominales de la sección: 8 x 6¹/₂ M
c) peso/pie = 28 lbs/pie
(ref. Manual P. 3-24)
d) medidas reales: 8" x 6¹/₂" x (7/16" x 5/16" x 1/8")
(ref. Manual P. 1-16)

Barra G-H .- (está sometida a compresión)

- datos: a) $P_c = 335.000$ lbs.
b) $l = 4,8$ mts. = 188"
c) barra tipo WF
d) material: acero A-36

Sé que: $K = 0,65$

ASUMO: $A = 19,4$ pulg²
 $r = 2,58$ (ref. Manual P. 3-22)

$$\frac{Kl}{r} = \frac{0,65 \times 188}{2,58} = 47$$

$$\sigma_c = \frac{335.000}{19,4} = 17.400 \text{ lbs/pulg}^2$$

$$\therefore \sigma_c \text{ permisible} = 18.600 \frac{\text{lb}}{\text{p}^2}$$

∴ $\sigma_c < \sigma_c$ permisible; por tanto la barra G-n:

- 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 J-H .-

- datos: a) $F_t = 210.000$ lbs.
b) $l = 6,2$ mts. = 243"
c) $\sigma_t = 22.000$ lbs/pulg²
d) barra tipo WF

Cálculo en primera instancia de área de la sección de la barra:

$$A = \frac{F_t}{\sigma_t} = \frac{210.000}{22.000} = 9,5 \text{ pulg}^2$$

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 $A = 17,06 \text{ pulg}^2 \rightarrow r = 2,1$

$$\lambda = \frac{l}{r} = \frac{243}{2,1} = 115 \rightarrow W = 2,6$$

$$\therefore \sigma_t = \frac{210.000 \times 2,6}{17} = 30.000 \text{ lbs./pulg}^2$$

σ_t mayor que σ_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. $\rightarrow 139''$
 c) $\sigma_c = 22.000$ 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) Ascojo en el Manual of Steel Construction: $A = 6,62 \text{ pulg}^2 \rightarrow$
 $r = 1,36''$ (ref. p. 3-24)

$$\lambda = \frac{l}{r} = \frac{139''}{1,36''} = 138 \rightarrow W = 3,7$$

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)

$$\lambda = \frac{139}{1,43} = 130 \rightarrow w = 3,3$$

$$\therefore \sigma_t = \frac{45.000 \times 3,3}{7,35} = 20.000 \text{ lbs/pulg}^2$$

$\sigma_t < \sigma_t$ perm.

3) $A = 7,06 \text{ pulg}^2 \rightarrow r = 1,53$ (ref. p. 3-24)

$$\lambda = \frac{139}{1,53} = 122 \rightarrow w = 2,9$$

$$\sigma_t = \frac{F \times w}{A} = \frac{45.000 \times 2,9}{7,06} = 18.500 \text{ lbs/pulg.}$$

$\sigma_t < \sigma_t$ 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 R-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 = $7\frac{7}{8}'' \times 6\frac{1}{2}'' \times (\frac{3}{8}'' , \frac{1}{4}'' , \frac{1}{8}'')$ (ref. p. 1-16)

Barra R-B .- está sometida a compresión .-

- datos: a) $F_c = 313.000$ lbs.
 b) $l = 4$ mts. $\rightarrow 157''$
 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 notar que esta columna debe ser bien oncha para que pueda tener gran área de soporte de la chumacera.

Asumo: $A = 24,98 \rightarrow r = 5,07''$ (ref. P. 3-20)

$$\frac{Kl}{r} = \frac{0,85 \times 157''}{5,07''} = 44 \rightarrow \sigma_{cp} = 18.800$$

$$\therefore \sigma_c = \frac{313.000}{24,98} = 12.500 \text{ lbs/pulg}$$

$$\therefore \sigma_c \ll \sigma_{cp}$$

$$2) A = 21,16 \text{ pulg}^2 \text{ (P. 3-20)}$$

$$r = 3,04''$$

$$\frac{Kl}{r} = \frac{0,85 \times 157''}{3,04''} \approx 44 \rightarrow \sigma_{cp} = 18.800$$

$$\sigma_c = \frac{313.000}{21,16} = 15.000 \text{ lbs/pulg}^2$$

$$\therefore \sigma_c < \sigma_c \text{ permisible}$$

$$3) A = 19,11 \rightarrow r = 3,02 \text{ (ref. P. 3-20)}$$

$$\frac{Kl}{r} = \frac{0,85 \times 157''}{3,02''} = 44 \rightarrow \sigma_{cp} = 18.800$$

$$c = \frac{313.000}{19,11} = 16.800 \text{ lbs/pulg}$$

$$\therefore \sigma_c < \sigma_c \text{ permisible}$$

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 = $12\frac{7}{8}'' \times 12'' \times (5/8'' \text{ y } 3/8'')$ (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 <u>barra A-C:</u>	40"	8 $\frac{1}{4}$ " x 8 $\frac{1}{8}$ "	40 lbs/pie
2 <u>barra A-E:</u>	188"	8 $\frac{1}{8}$ " x 8"	34,3
3 <u>barra C-E:</u>	188"	12 $\frac{3}{4}$ " x 12 $\frac{1}{4}$ "	99
4 <u>barra D-E:</u>	79"	8 $\frac{1}{8}$ " x 5 $\frac{1}{4}$ "	20
5 <u>barra C-D:</u>	188"	10 $\frac{3}{8}$ " x 10 $\frac{1}{8}$ "	66
6 <u>barra E-F:</u>	188"	10" x 10"	49
7 <u>barra E-G:</u>	220"	6" x 6"	20
8 <u>barra D-G:</u>	188"	10 $\frac{3}{8}$ " x 10 $\frac{1}{8}$ "	66
9 <u>barra G-F:</u>	118"	8" x 6 $\frac{1}{2}$ "	28
10 <u>barra G-H:</u>	188"	10 $\frac{3}{8}$ " x 10 $\frac{1}{8}$ "	66
11 <u>barra F-H:</u>	243"	10 $\frac{3}{8}$ " x 10 $\frac{1}{8}$ "	66
12 <u>barra F-B:</u>	188"	8" x 6 $\frac{1}{2}$ "	24
13 <u>barra H-B:</u>	157"	12 $\frac{1}{8}$ " 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, osea que en total necesitaré 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 4.000
p = 2"
Lon.= 235"
- Una rueda RC 200 - 1 3.500
tipo: B
hueco = 8,3"
cubo : S=5,6"
L=14,5"
D.prim. = 55,73"
- Una rueda RC 200 - 1 1.200
p = 2"
D.prim. = 15,98"

segundo Sistema.-

- una cadena LXS 1245 - 2 8.000
p = 4,07"
Lon. = 232"
- una rueda doble para la cadena ant. 2.500
tipo: B
hueco = 9"
cubo: S = 2,5"
L = 13"
D.pri. = 16,98"
- una rueda doble 7.000
tipo: B

hueco = 11"
 cubo: S = 6,5"
 L = 16"
 D.Pri. = 54,37"

tercer sistema .-

- una cadena LXJ 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 C₁₀₄₅)
- Eje II(Diam = 11"; Lon.= 700" 90.000
 material = acero C₁₀₄₅)
- Eje III (Diam. =12" Lon = 710" 120.000
 material = acero C₁₀₄₅,
 con tratamiento térmico
 especial)

c) Elementos y accesorios

- Eje I : -una chumacera con bocín 3.500
 de bronce (D_i= 8,52" ;
 L = 11,5" ; e = 0,75")
- una chumacera con bocín de 3.000
 bronce (D_i= 7,01"; L=12";
 e= 5/8 ")
- cuatro pernos (material: ac 80
 acero corriente dulce; me-
 didas = 1 3/4 " x 4")

- 4 pernos (1 3/4 " x 4"	2 120
- 1 chaveta (acero C ₁₀₄₅ ; 2 1/8 " x 13")	250
- 1 chaveta (2" x 12 1/2")	280
Eje II : - dos chumaceras de bronce (D _i = 11,016"; L = 15"; e = 1 1/8")	92.000
- dos chumaceras de bronce (D _i = 11,016"; L = 10"; e = 1 1/8"	8.000
- dos chumaceras (D _i = 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 ₁₀₄₅ ; 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 _i = 12,018 " ; L = 26" ; e = 1 1/4")	8.000
- dos chumaceras de bronce (D _i = 12,018"; L = 16"; e = 1 1/4"	10. 000
- una chumacera de bronce (D _i = 12, 12,018 ; L = 13"; e = 1 1/4")	4.500
- 18 pernos (material : acero cte; 6-2 1/8" x 4" ; 4- 2 1/8 x 4"; 4- 2 3/8" x 4"; 4-1 1/2" x 4"	800
- dos chavetas (3" x 32"	1.800
- doce chavetas de (3" x 6"	2.200
	\$ 345.000
C).- <u>Mesa Alimentadora.-</u>	
- doce cadenas tipo Rivetless Chain 698 (p = 6 1/32"; Lon.=100' c/u .)	4.480.000
- 24 ruedas conductoras(D.pri.=38"; p = 6 1/32")	84.000

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
			<hr/>
			\$ 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 ^c /u. mensuales + sobret.)	\$ 80.000
- 3	mecánicos de primera (capataces) (3.000 mens. + sobret.)	85.000
- 6	mecánicos de segunda (2.000 mens. + sobret.)	105.000
- 10	ayudantes de mecán. (\$ 1.200 mens. + sobret.)	105.000
- 8	albañiles (\$ 1.400 mens. + sobret.)	100.000
- 1	maestro albañil (2.500 mens. + sobret.)	22.000
		<hr/>

NOTA: Se considera que se trabajará 12 horas diarias. \$ 497.000

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 :

- 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 disenaban 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 C₁₀₄₅ 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 St₇₀ 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 12 mts x 12 mts.

- También podría usarse un material de mejor calidad aún que el C₁₀₄₅ 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 C₁₀₅₀ , 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 140^{mm} considerada anteriormente, y que es a la que normalmente trabaja.^{seg} 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, (P. I-V), que es un reductor provisto de poleas variadoras de velocidad , y que 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 eléctrico 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 cara 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 .

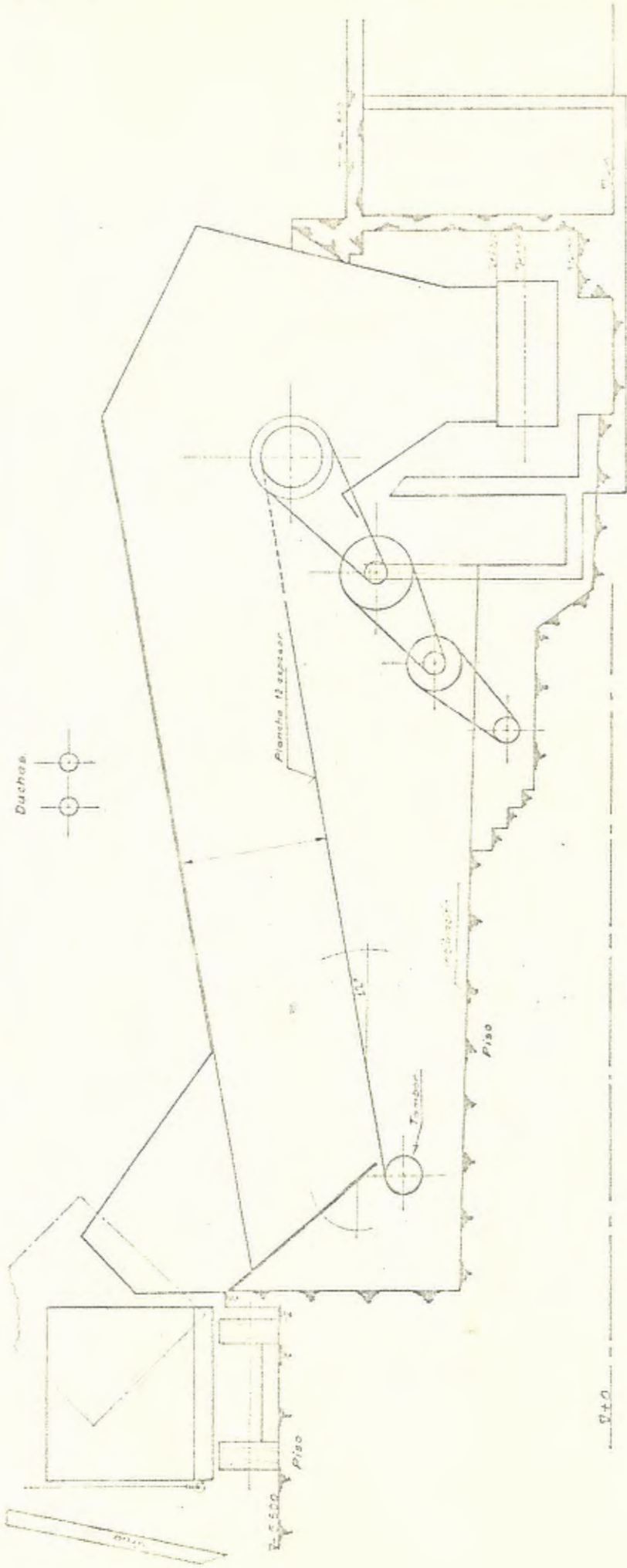
ll) Es sumamente necesario tener el suficiente stock de herramientas pesadas y maquinaria necesaria para reparaciones y mantenimiento preventivo . Así mismo debe tenerse una buena reserva de material y accesorios pequeños que son más factibles de dañarse, y por causa de la cual puede parar la molienda, si no se tiene enseguida el repuesto necesario.

m) Como conclusión final diré que el sistema calculado y diseñado es en sí sencillo en gran parte, y que sin embargo presta grandes servicios todo lo cual lo hace recomendable desde todo punto de vista.

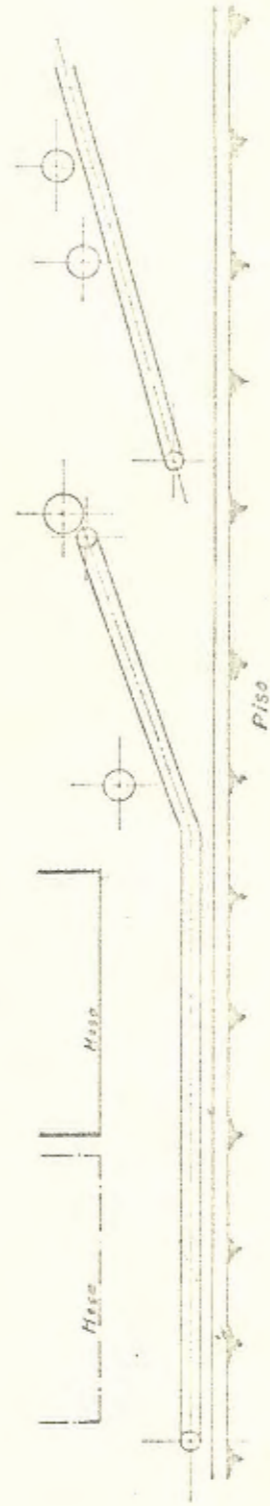
CAPITULO IX

ANEXOS:

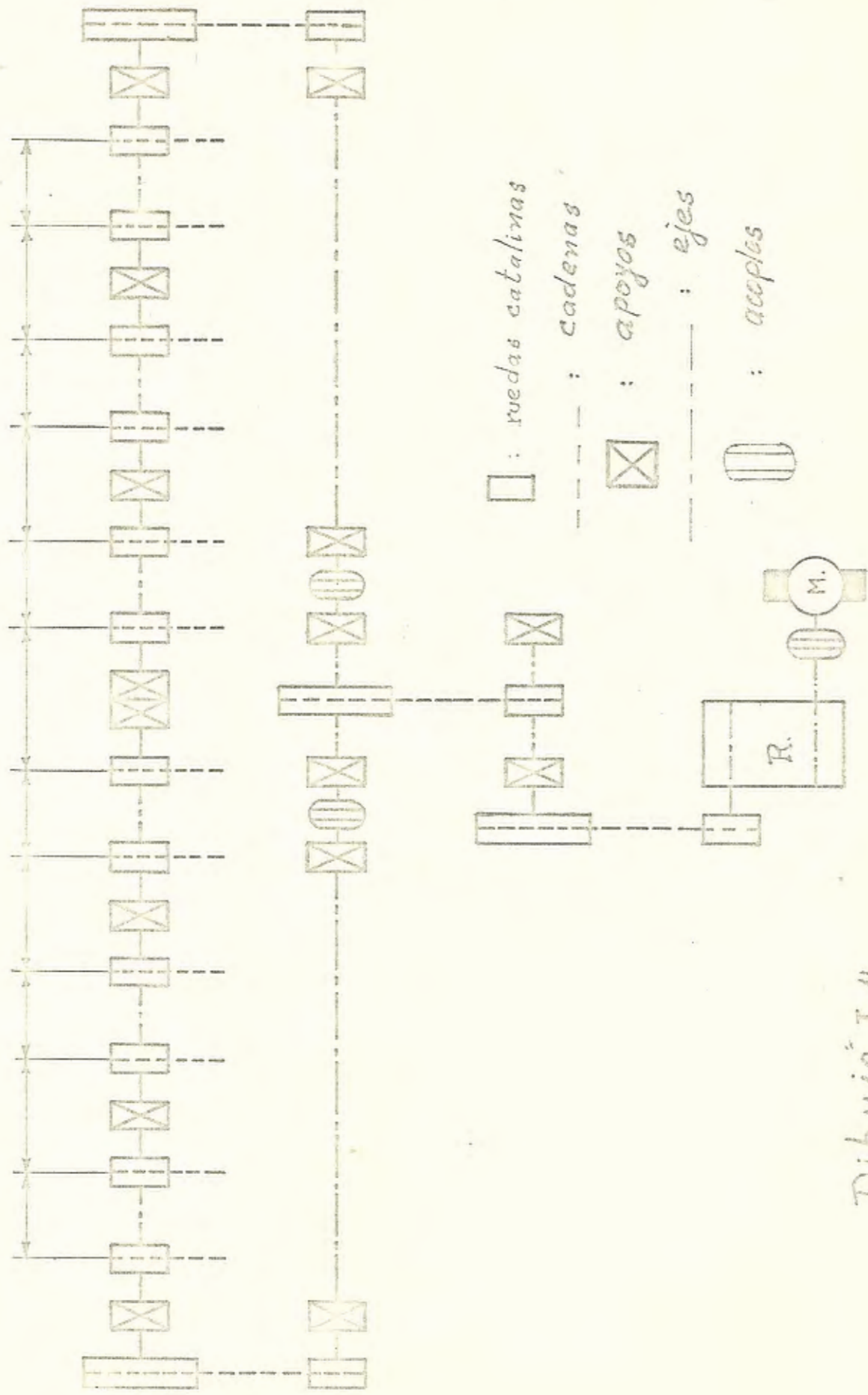
- a) Dibujos
- b) tablas
- c) Bibliografía



Dibujo I-2



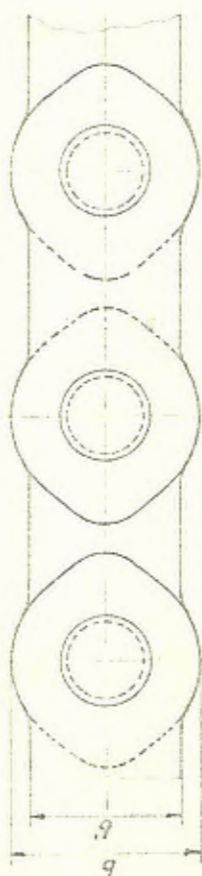
Dibujo I-3



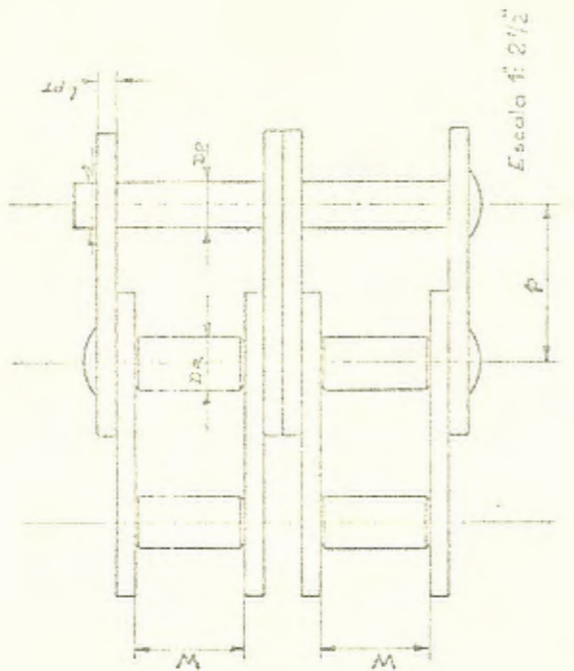
Dibujó I-4

Cedanas C y D (derecha)

Vista B (simila)



Vista A.



Normencolatura: $p =$ pitch

$b =$ ancho de la placa en la base del agujero

$b' =$ ancho de la placa en su parte central

$W =$ largo del rodillo

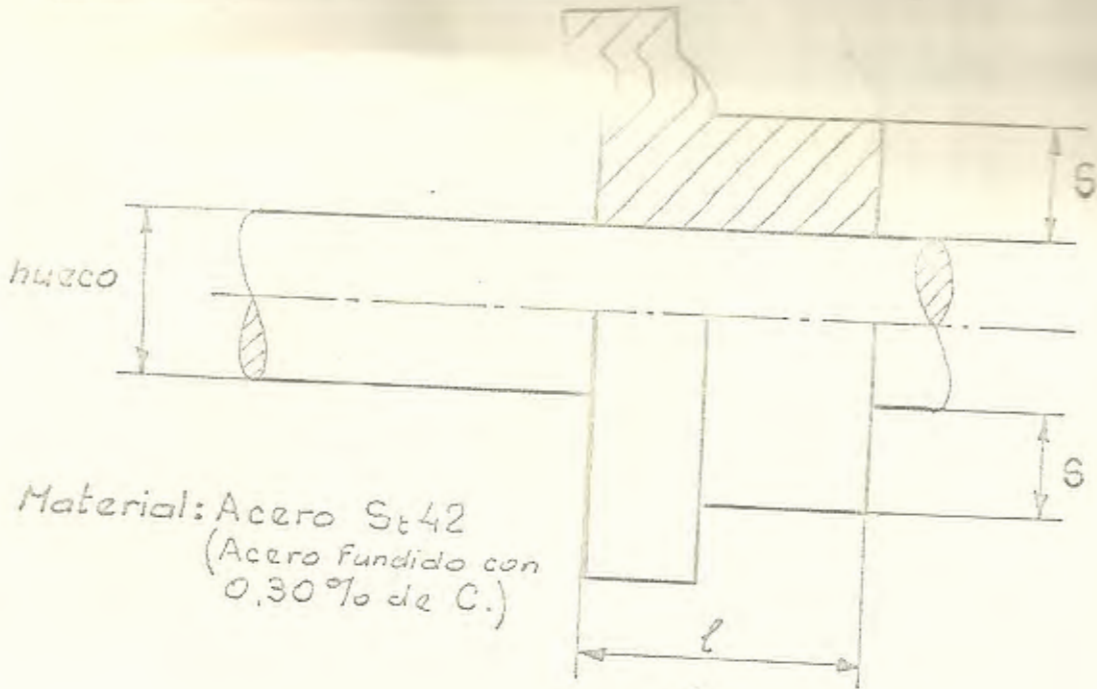
$Dp =$ diámetro ext. del rodillo

$Dp' =$ diámetro del pasador

$Lpt =$ espesor de las placas laterales

NS: En el dibujo, la vista A sirve para las 2 cedanas.

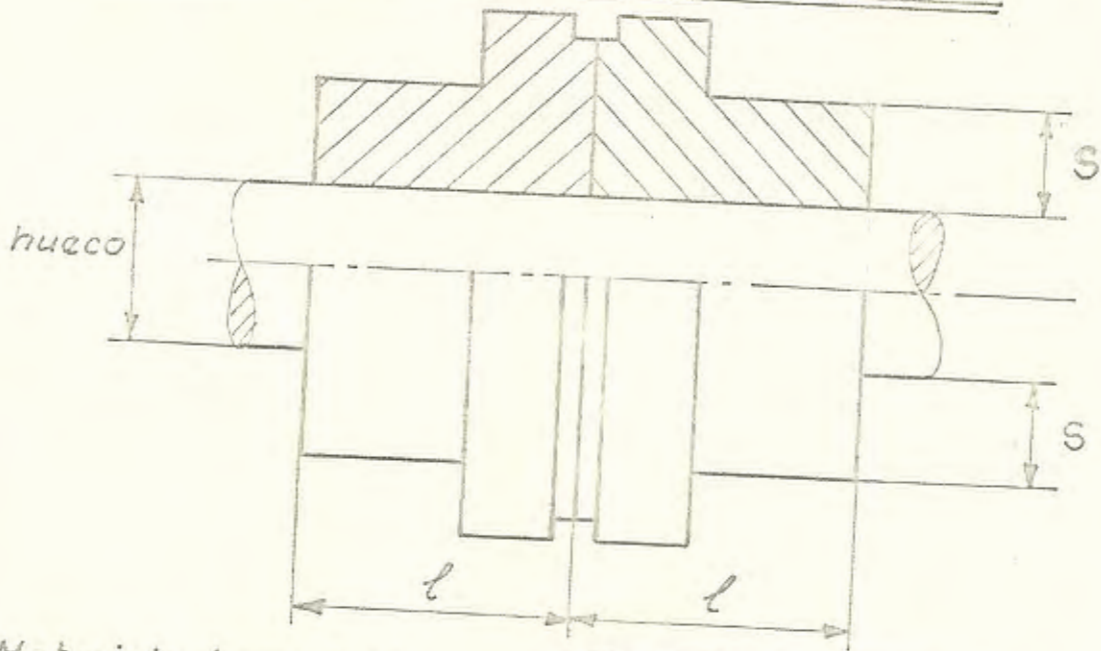
Cubo de la rueda B₂



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

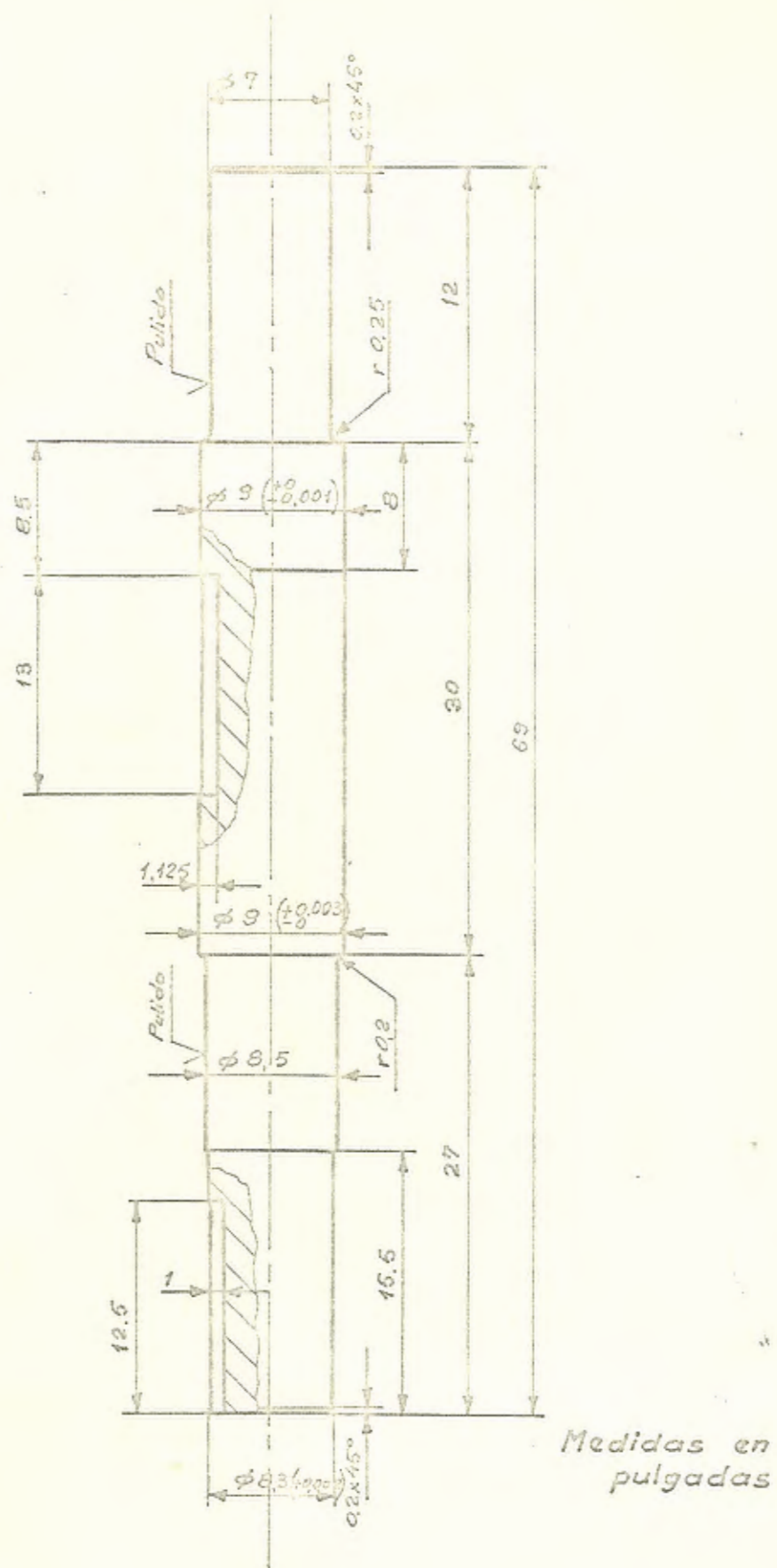
Cubo de las ruedas C₁ - C₂ - D₁ - D₂



Material: Acero St42
(Acero fundido con 0,30% de C.)

Ruedas	hueco	altura	long.(l)
C ₁	9	2.5	13
C ₂	11	6.5	16
D ₁	11	3.5	16
D ₂	12	9	19

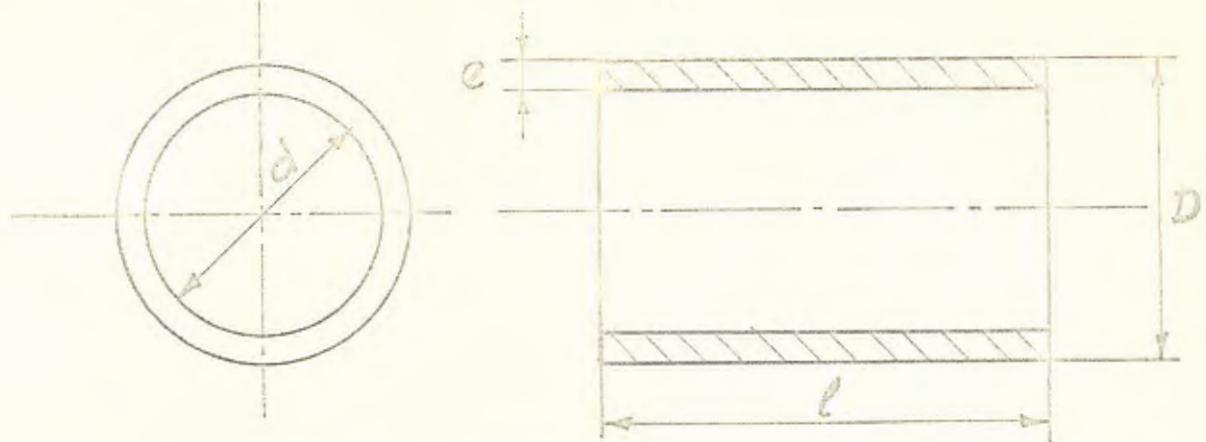
Medidas en pulgadas



EJE. I .

Material: Acero C1045.-A.1. Dibujo IV-1

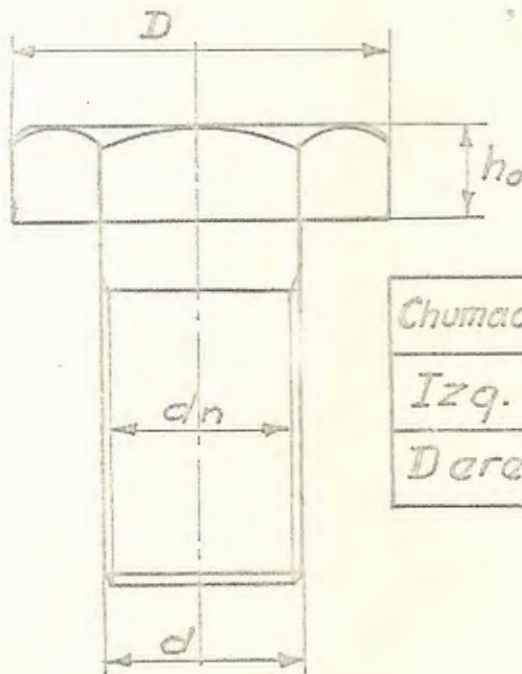
Bocines



Chumacera	l	d	e	D
Izq.	11.5	8.52	0.75	10.02
Derac.	12	7.01	0.625	8.26

Material: Bronce fosfórico
 ($\rho = 1.200 \text{ lbs./pulg}^3$) Medidas en pulgadas

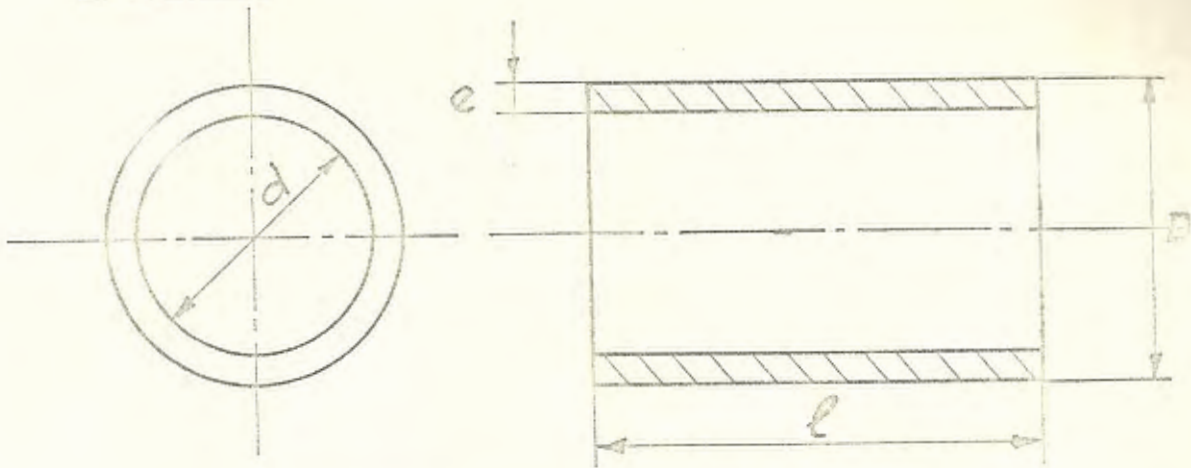
Pernos



Chumacera	D	d	d_n	h_0
Izq.	3.5	1.75	1.5	1.22
Derac.	4.5	2.25	1.35	1.5

Material: Acero comercial corriente
 Medidas en pulgadas

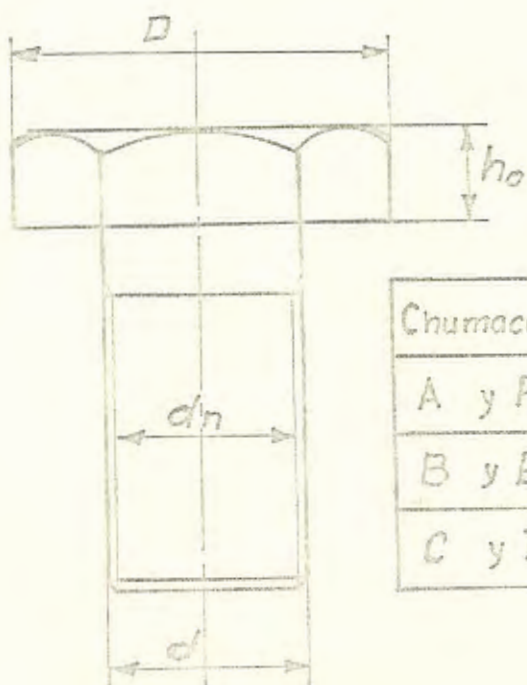
Bocines



Chumacera	l	d	e	D
A y F	15	11.016	1.125	13.266
B y F	10	11.016	1.125	13.266
C y D	12	9.513	0.87	11.253

Material: bronce fosfórico
($p = 1200 \text{ lbs/pulg}^2$.)

Medidas en
pulgadas



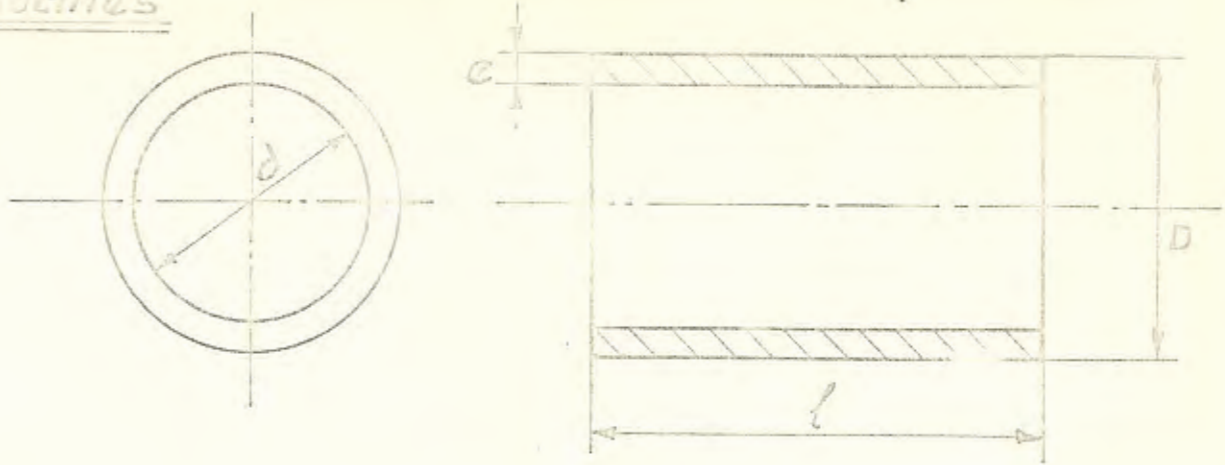
Pernos

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)

Chumaceras

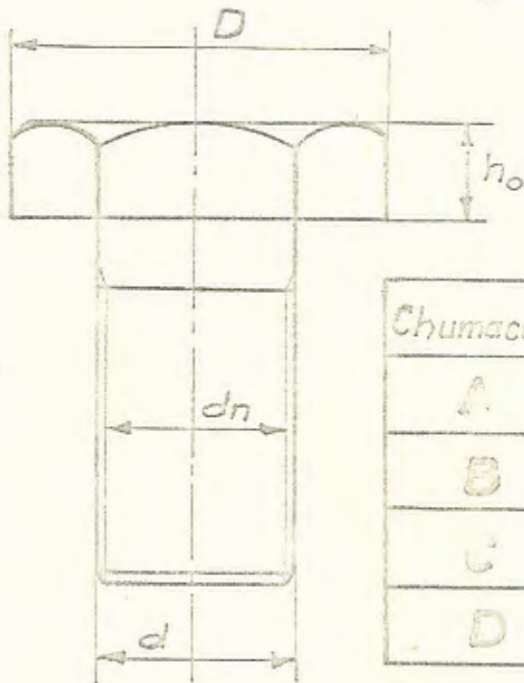


Chumacera	l	d	e	D
A	25	12.018	1.25	14.518
B	16	12.018	1.25	14.518
C	16	12.018	1.25	14.518
D	13	12.018	1.25	14.518

Material: bronce fosfórico
($p = 1.200 \text{ Lbs/pulg}^2$)

Medidas en pulgad.

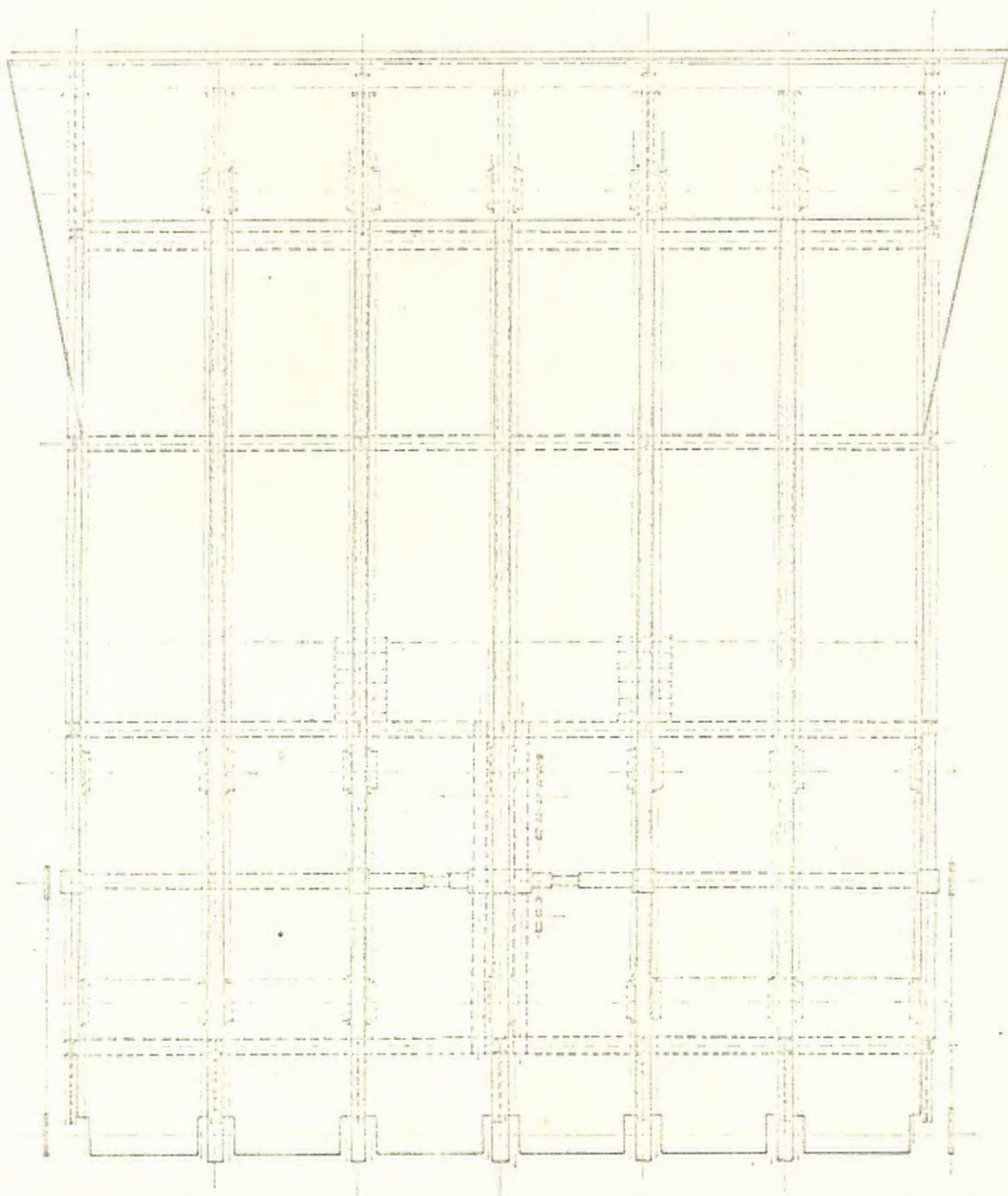
Pernos

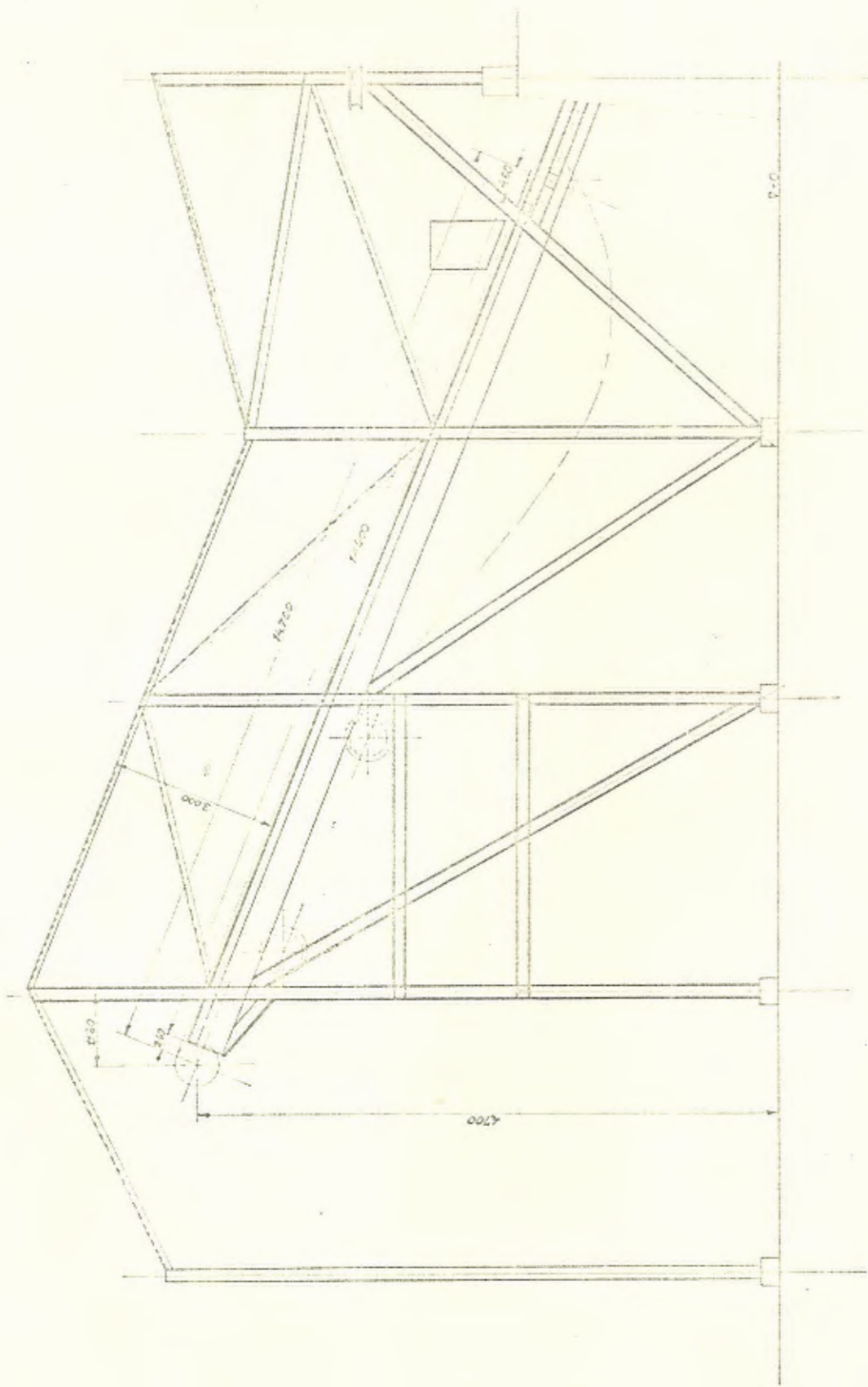


Chumacera	D	d	d_n	h_o
A	5.25	2.62	2.27	1.8
B	5.25	2.62	2.27	1.8
C	5.5	2.75	2.4	1.9
D	3.75	1.87	1.65	1.25

Material: Acero corriente
(dulce)

Medidas en
pulgadas

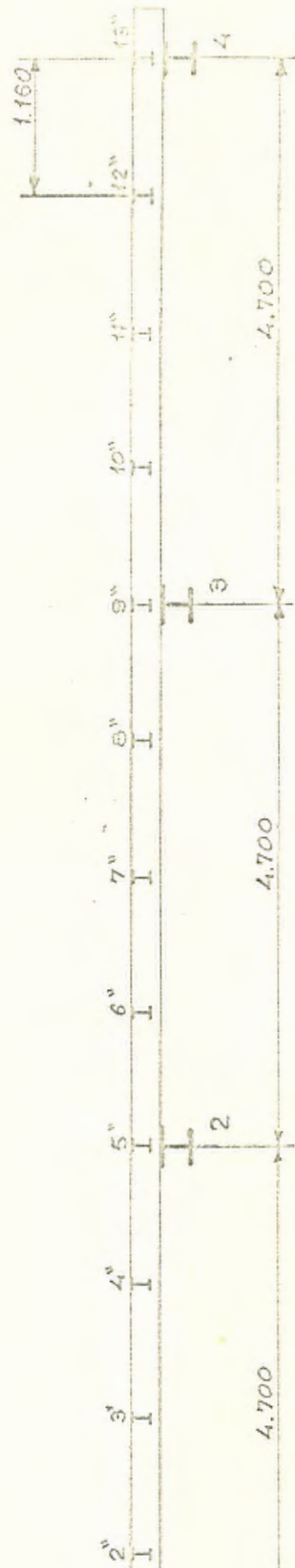




Medidas en mm.

Vista lateral

Estructura soportante de la plancha base de la
Mesa alimentadora



Medidas en mm.

Dibujo VI-1

ACEROS AL CARBONO

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 II. 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 pilastro, piezas forjadas tales como eje de levas
0.35-0.45	Acero de máquina, ejes, ejes, ejes de conexión, etc.)
0.45-0.55	Pierres, mandales de forja, cenicales, campanajes para trabajo pesado, etc.
0.60-0.70	Matrices para cabezas de prensa y para estampación; rieles, tornillos opresores o prisioneros
0.70-0.80	Cuchillas para tijeras o cizallas, cortatrueros o cincelos, martillos, picos, sierras de cinta
0.80-0.90	Matrices y punzones de corte para preparar discos base, barrenas o perforadores para rocas, etc. de mano
0.90-1.00	Resortes, escarificadores, limpiadores, etc. de mano pequeños y matrices o dados
1.00-1.10	Resortes pequeños, herramientas para torno, cepilladora, limadora y ranuradora de mano
1.10-1.20	Brazos, mandales, etc. de mano pequeños dados para cortar rocas o máquinas de corte, cuchillería, herramientas pequeñas de torno
1.20-1.30	Líneas, cables o jaulas para cables, alambres, hilera para esurado o trefilado, hojas para...

TABLA III-1

Tabla 17. Propiedades físicas de las del acero estirado en frío

(ASM Metals Book, Book, 1918)

(Tamaño 15.9 a 40 mm (5/8" a 2"), productos de 2 x 0.505 pulgadas)

Aceros AISI	Resistencia a la tracción en Kgf/cm ²	Resistencia a la tracción en lb/in ²	Alargamiento en %	Reducción de área en %	Elongación en mm	Elongación en in	Resistencia a la tracción en lb/in ²	Resistencia a la tracción en Kgf/cm ²	Alargamiento en %	Reducción de área en %	Dureza Brinell
C-1 010	4 710	3 866	25	57	19	0.75	6 000	4 700	15.0	35	202
C-1 015	4 951	4 000	28	55	17	0.67	6 100	4 800	17.0	45	183
C-1 020	5 292	4 240	31	52	15	0.59	6 200	4 900	19.5	49	159
C-1 025	5 633	4 578	34	50	14	0.54	6 300	5 000	21.0	51	143
C-1 030	6 114	4 971	37	48	12	0.47	6 400	5 100	18.1	53	147
C-1 035	6 595	5 374	40	45	10	0.39	6 500	5 200	16.0	75	217
C-1 040	6 919	5 572	43.0	40	10	0.39	6 600	5 300	14.0	30	223

TABLA III-3

Ref.- Manual para Ingenieros Mecánicos.- Baumeister -
(Págs. 589 y 599 respectivamente).

Tabla No. Composición química de los aceros AISI
ACEROS DE LABORATORIO

AISI N°	Límites de composición química porcentual				Designación de grado SAE
	C	Mn	P	S máx.	
C 1 008	0.10 máx.	0.25-0.50	0.005	0.050	1 008
C 1 010	0.08-0.13	0.30-0.60	0.005	0.050	1 010
C 1 012	0.10-0.15	0.30-0.60	0.005	0.050	
C 1 015	0.13-0.18	0.30-0.60	0.005	0.050	1 015
C 1 016	0.13-0.18	0.60-1.00	0.005	0.050	1 016
C 1 017	0.15-0.20	0.30-0.60	0.005	0.050	1 017
C 1 019	0.15-0.20	0.70-1.00	0.005	0.050	1 019
C 1 020	0.16-0.23	0.30-0.60	0.005	0.050	1 020
C 1 022	0.18-0.23	0.70-1.00	0.005	0.050	1 022
C 1 023	0.20-0.25	0.30-0.60	0.005	0.050	
C 1 025	0.22-0.28	0.30-0.60	0.005	0.050	1 025
C 1 030	0.28-0.34	0.60-0.90	0.005	0.050	1 030
C 1 035	0.32-0.38	0.60-0.90	0.005	0.050	1 035
C 1 040	0.37-0.44	0.60-0.90	0.005	0.050	1 040
C 1 043	0.40-0.47	0.70-1.00	0.005	0.050	1 043
C 1 045	0.43-0.50	0.60-0.90	0.005	0.050	1 045
C 1 050	0.48-0.55	0.60-0.90	0.005	0.050	1 050
C 1 052	0.50-0.60	0.60-0.90	0.005	0.050	1 052
C 1 055	0.55-0.65	0.60-0.90	0.005	0.050	1 055
C 1 056	0.60-0.70	0.60-0.90	0.005	0.050	1 056
C 1 070	0.65-0.75	0.40-0.70	0.005	0.050	1 070
C 1 078	0.72-0.85	0.30-0.60	0.005	0.050	1 078
C 1 080	0.75-0.85	0.40-0.90	0.005	0.050	1 080
C 1 085	0.80-0.93	0.70-1.00	0.005	0.050	1 085
C 1 095	0.90-1.05	0.30-0.50	0.005	0.050	1 095
B 1 010	0.13 máx.	0.30-0.60	0.07-0.12	0.050	
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	0.10-0.13	0.50-0.90	0.015	0.08-0.13	1 109
C 1 114	0.10-0.16	1.00-1.30	0.015	0.10-0.13	1 114
C 1 115	0.13-0.18	0.60-0.90	0.015	0.08-0.13	1 115
C 1 116	0.14-0.20	1.10-1.40	0.015	0.16-0.23	1 116
C 1 117	0.14-0.20	1.00-1.30	0.015	0.08-0.13	1 117
C 1 118	0.14-0.20	1.70-1.50	0.015	0.08-0.13	1 118
C 1 120	0.18-0.23	0.70-1.00	0.015	0.10-0.13	
C 1 137	0.32-0.39	1.35-1.65	0.015	0.18-0.13	1 137
C 1 141	0.37-0.45	1.35-1.65	0.015	0.08-0.13	1 141
C 1 144	0.40-0.48	1.35-1.65	0.015	0.24-0.33	1 144
C 1 145	0.42-0.49	0.70-1.00	0.015	0.04-0.07	1 145
C 1 151	0.48-0.55	0.70-1.00	0.015	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>K_m</u>	<u>K_t</u>	<u>K_m</u>	<u>K_t</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 -355
355 - 400							
400 - 450	+63 0	+108 + 68	+80 +40	+63 +23	0 -40	- 68 -131	-230 -385
450 - 500							

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 / m³

si la caña se acomoda con más cuidado.

300 Kg / m³

si la caña se la acomoda a mano, con los tallos colocados paralelamente a si mismos y en paquetes.

400 Kg / m³

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)

FECHAS	oct.20/ 21	oct.21	oct.22	oct.23	oct.24	oct.25	oct.26	oct.27	oct.28	oct.29	Oct.30	oct.31	Nov.1
TIPOS DE TRANSPORT.													
ROADWAY carretones gdes						18.020	19.520	20.080	17.000	19.120	18.940	19.280	18.860
PER-WHITE carretones gdes.	18.390	18.270	19.180	19.460	19.760	17.880	18.900	21.680	15.760	19.240	19.060	19.120	19.040
ELIS-CHALM carretones gdes.	19.380	20.600	22.360	22.120	<u>23.500</u>	20.000	22.080	20.080	21.200	18.020	21.180	20.960	22.640

TABLA V-2

Ref.- Datos estadísticos del Laboratorio (Ingenio Aztra)

$\lambda = \frac{h}{r}$	ω	$\frac{\Delta\omega}{\Delta\lambda}$
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

$$\sigma = \frac{F \cdot \omega}{A}$$

TABLA VI-1

BIBLIOGRAFIA

- Manual para Ingenieros Azucareros.- Hugot .
- Mecanismos básicos .- Venton
- Proyecto en ingeniería mecánica.- J.E. Shigley.
- Dinámica.- Meriam .
- Manual para Ingenieros mecánicos.- Laumesteir.
- 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.- Jasieni.
- Motores eléctricos .- E. Donafons.
- Essentials of structural Design .- Hoadley.
- Des Ingenieurs Taschenbuch Maschineuben.- 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.

