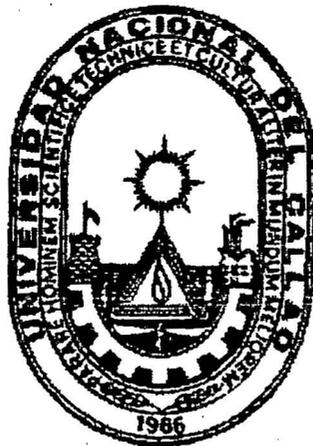


7-620.1-C7

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA-ENERGIA



0000

DISEÑO DE MAQUINA PARA FABRICAR HOGARES CORRUGADOS DE CALDERAS PIROTUBULARES

TESIS

PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

MILCIADES CORTIJO LAZARO



CALLAO - PERU
1998

1655

DEDICATORIA

Esta obra lo dedico a mi madre

TERESA

por haberme dado la vida y la

educación que tengo.

INDICE

I. INTRODUCCION

- 1.1 Generalidades
- 1.2 Necesidad del uso de hogares en las calderas
- 1.3 Tipos de hogares
- 1.4 Características constructivas de los hogares.
- 1.5 Especificaciones Técnicas de los aceros para hogares
 - 1.5.1 Capacidad calorífica
 - 1.5.2 Temperatura de deformación

II. DIMENSIONES GENERALES DE LA MAQUINA

III. CALCULO TERMICO

- 3.1 Calor requerido para producir la deformación en los hogares.
 - 3.1.1 Calor necesario para calentar la carga (Tubo a corrugar)
 - 3.1.2 Pérdidas de calor por radiación.
 - 3.1.3 Pérdidas de calor por combustión incompleta
 - 3.1.4 Otras pérdidas
- 3.2 Sistema de combustión
 - 3.2.1 Gases para la combustión
 - 3.2.2 Selección de los quemadores
 - 3.2.3 Selección del compresor para el suministro del aire para la combustión
- 3.3 Sistema de refrigeración de la máquina

IV. CALCULO MECANICO

- 4.1 Cálculo de las cargas estáticas
- 4.2 Cálculo de la resistencia al deslizamiento
- 4.3 Resistencia al giro de los cojinetes
- 4.4 Cálculo del torque necesario, para mover la máquina
 - 4.4.1 Carga debido a rotación de la máquina
- 4.5 Potencia requerida
- 4.6 Selección del sistema de transmisión
- 4.7 Selección del sistema motriz
- 4.8 Selección del sistema de cadenas
- 4.9 Diseño del sistema de transmisión, lado apoyo fijo
- 4.10 Diseño del sistema de rotación, lado apoyo móvil
- 4.11 Diseño de la estructura soporte
 - 4.11.1 Cálculo de las reacciones
 - 4.11.2 Cálculo de las columnas
 - 4.11.3 Cálculo de la viga superior
 - 4.11.4 Diseño del travesaño inferior
 - 4.11.5 Plancha de apoyo con el concreto
 - 4.11.6 Cálculo, del soporte móvil
 - 4.11.7 Cálculo, sistema accionamiento matriz-rodillo
 - 4.11.8 Cálculo soporte de la matriz rodillo
 - 4.11.9 Cálculo, ruedas de traslación, soporte del rodillo
 - 4.11.10 Cálculo, del eje de las ruedas
 - 4.11.11 Cálculo del cojinete
 - 4.11.12 Espesor de la plancha soporte
 - 4.11.13 Selección del winche
 - 4.11.14 Selección del cable metálico

V. SISTEMA ELECTRICO

VI. COSTO DE FABRICACION

6.1 Especificaciones técnicas de los materiales y
metrados

6.2 Costo de fabricación

VII. MANTENIMIENTO

VIII. CONCLUSIONES

IX. BIBLIOGRAFIA

X. ANEXOS

10.1 Planos de fabricación

CAPITULO I

1.1 GENERALIDADES

El estudio y desarrollo del presente proyecto se ha hecho, pensando principalmente, en cubrir parte de esa gran necesidad que tienen, los fabricantes nacionales, de calderas o generadores de vapor de agua. De reemplazar en forma paulatina, la tecnología, materiales y/o piezas importadas.

El campo de las calderas, está dividido en dos sectores bien marcados:

- * Calderas que generan vapor de agua de baja presión y
- * Calderas que generan vapor de agua de alta presión

Las calderas que generan vapor de agua de baja presión, se denominan pirotubulares o de tubos de fuego. Su empleo está circunscrito a un sector muy amplio de la Industria u otras Instituciones, como son:

Hospitales

Laboratorios

Lavanderías

Hoteles

Plantas de harina de pescado y conserva

Plantas Textiles

Plantas de secado de madera

Etc.

Las Calderas que generan vapor de agua de alta presión, son conocidas o identificadas como, acuotubulares o tubos de agua y su empleo está dirigida, a la generación de energía eléctrica.

Las Calderas Piro-tubulares, están conformadas por las siguientes partes:

Casco

Placas tuberas

Hogar o tubo de combustión

Tubos de Fuego

Base o Apoyo

Quemador y controles

Forro o Cobertura

Tal como se indica en el título de esta Tesis, nos abocaremos al estudio del hogar o tubo de combustión del tipo corrugado, de las calderas piro-tubulares.

1.2 NECESIDAD DEL USO DE HOGARES O TUBOS DE COMBUSTION EN LAS CALDERAS

El hogar de una caldera, es el elemento principal y está ubicado en la parte central, en forma concéntrica al casco o también desfasado de la zona central, hacia la parte lateral del casco.

Los tubos de combustión, llamados también "Cámara de Combustión" como su nombre lo indica, es el horno o lugar donde se produce el fenómeno de la combustión, o quema de combustible, pudiendo ser: combustibles sólidos, como los carbonos bituminosos, leña, gabazo, etc. siendo los quemadores que se usarían para este tipo de combustible, los del tipo de carbón pulverizado. Combustibles líquidos, tales como los aceites combustibles, usándose en este caso quemadores de baja, media y alta presión. Combustibles gaseosos, como gas natural, propano, butano y gases crudos (gas de gasógeno, gas de alto horno, gas de horno de coque, etc). Caracterizados por ser los combustibles gaseosos más comunes. Para este tipo de combustible los quemadores que se usan son los denominados quemadores para gas.

Tal como hemos expresado en párrafos anteriores, en los hogares para calderas se efectúa y regula el proceso de la combustión, y en tal sentido es el lugar en donde se producen altas temperaturas, del orden de 2,400°F (1315.56 °C) y presiones que fluctúan entre 150 PSI y 200 PSI.

En el hogar o tubo de combustión, se efectúa también, el fenómeno de la transferencia de calor. Es por eso que en su diseño, se toma muy en cuenta la velocidad de generación de la energía térmica (transferencia de calor), tipo de combustible utilizado, método de

combustión, a fin de efectuar una combustión completa y lograr la eliminación de los gases calientes.

El calor producido dentro de estos hogares, por efectos de la combustión, sirve para generar vapor de la masa de agua que envuelve a estos hogares metálicos, por medio de la transferencia del calor, a través de la radiación de calor del hogar, hacía la masa de agua.

En nuestro caso, nos ocuparemos de hogares para calderos igneotubulares tipo horizontales y en donde los hogares son de forma cilíndrica, fabricados a partir de planchas de acero al carbono.

1.3 TIPOS DE HOGARES

Los hogares de diseño cilíndrico, para calderas fabricadas de acero resistente a altas temperaturas, se definen en tamaño, forma, por la ubicación y disposición de los quemadores y en el arreglo de refuerzo estructural. Sin embargo, en la práctica podemos clasificarlos de la siguiente manera:

1.3.1 Hogares Cilíndricos Tipo Vertical

Normalmente son utilizados en calderas verticales de hasta 30 B.H.P. de capacidad. Tienen esta denominación porque el eje longitudinal del hogar cilíndrico, está en posición vertical tal como se puede apreciar en la figura N° 1.

1.3.2 Hogares Cilíndricos Tipo Horizontal

Son usados generalmente en calderas desde 20 B.H.P. hasta 1200 B.H.P. y se dice que son horizontales porque el eje longitudinal del hogar, está en posición horizontal. Conforme se puede ver en la figura N°2.

Estos hogares cilíndricos horizontales, desde el punto de vista de diseño a la resistencia mecánica y térmica, pueden subdividirse en:

1.3.2.1 Hogares Cilíndricos Lisos

Estos tipos de hogares, son construidos de planchas roladas y soldadas eléctricamente. En algunos casos llevan anillos de refuerzo, para aumentar su resistencia a los esfuerzos circunferenciales producidos por la presión del agua, y de los gases de combustión.

Se recomienda que los calderos de hasta 200 B.H.P. aproximadamente usen hogares cilíndricos lisos.

Más adelante explicaremos las ventajas y desventajas de usar estos hogares cilíndricos lisos en potencias mayores a 200 B.H.P.

1.3.2.2 Hogares Cilíndricos Corrugados

Son fabricados de planchas metálicas roladas, obteniéndose inicialmente un tubo cilíndrico liso, posteriormente por medios mecánicos (estampado) se efectúa las corrugaciones u ondulaciones en el tubo.

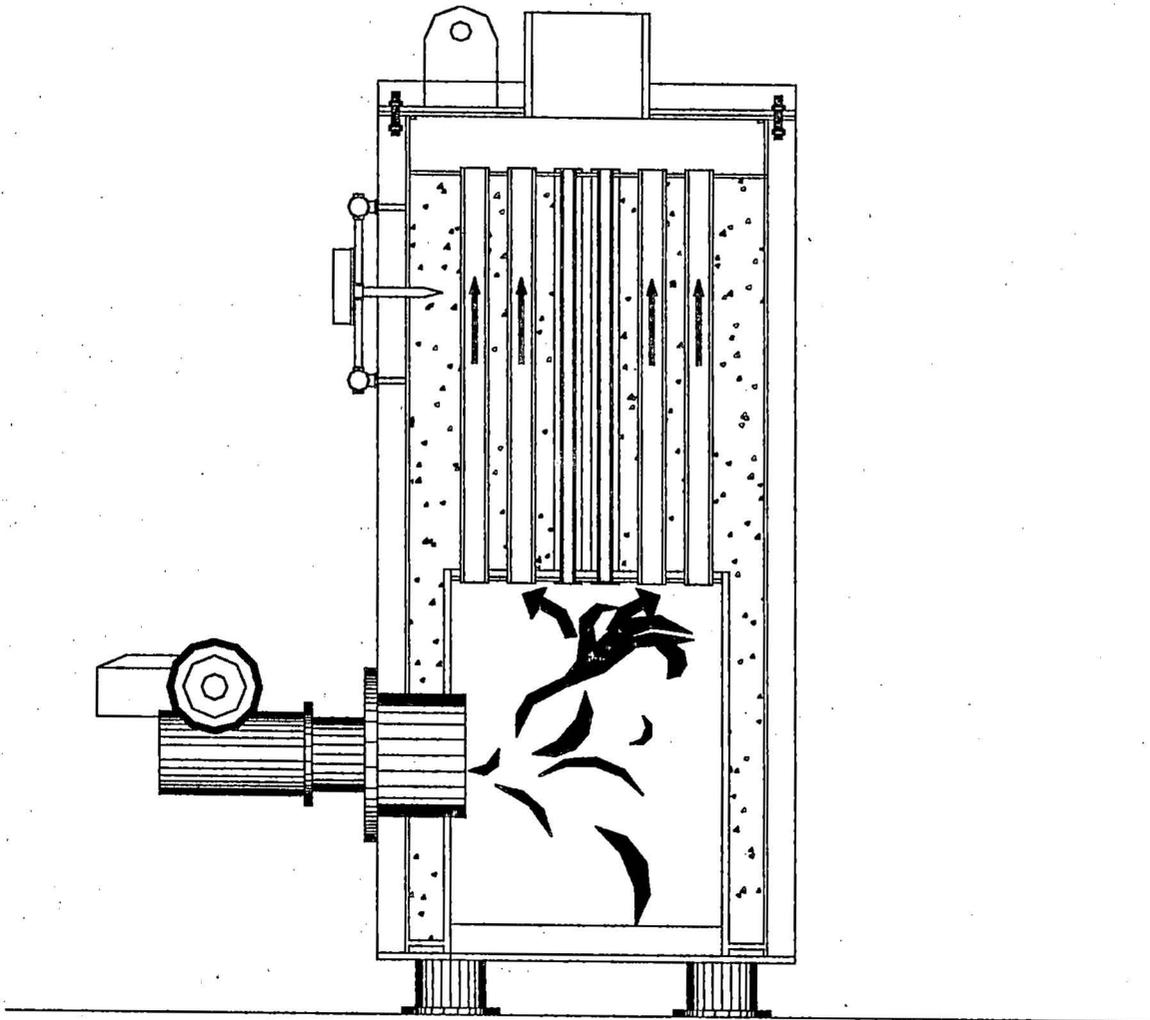


FIGURA N° 1

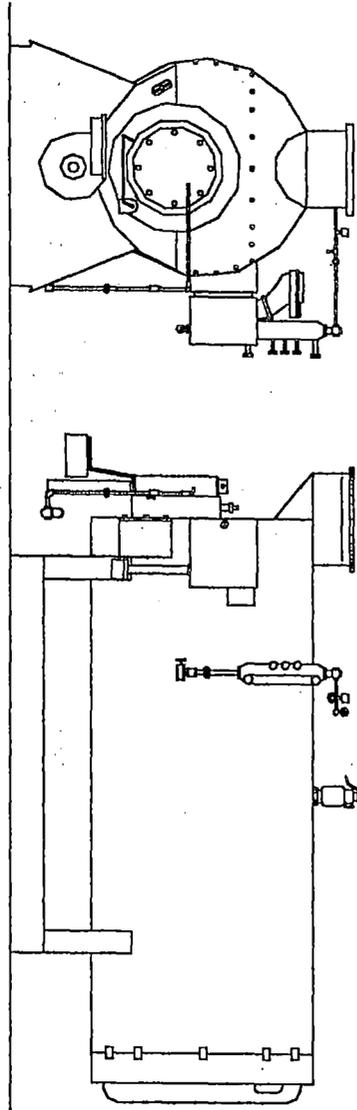


FIGURA N°2

Precisamente el motivo de este proyecto es, el diseño de una máquina para efectuar las corrugaciones.

Estos tipos de hogares corrugados se recomienda utilizarlos, en caldera cuyas potencias, sean iguales o mayores a 250 B.H.P.

1.3.2.3 Ventajas y Desventajas de Usar Hogares Cilíndricos Corrugados

Entre las principales ventajas y desventajas podemos enumerar las siguientes:

- a) Para las mismas condiciones de potencia del caldero y presión de trabajo, los hogares corrugados tienen mayor resistencia a los esfuerzos circunferenciales y longitudinales, también mayor resistencia a la dilatación térmica. Por tanto el espesor y peso de la plancha del hogar, será menor que el de hogares lisos.
- b) El fuego de la combustión al chocar con las corrugaciones permite que la dispersión de calor sea más uniforme a través de todo el hogar y por tanto aumenta la eficiencia en la transferencia de calor; lo cual no se logra o consigue en los hogares lisos.

c) Complementando los puntos anteriores podemos indicar que, para calderos, cuya potencias sean iguales o mayores a 250 B.H.P. y con presiones de trabajo de 150 PSI, se recomienda usar hogares corrugados, debido a la siguiente fundamentación:

Según los cálculos, el espesor de la plancha para fabricar el hogar corrugado de un caldero de 250 B.H.P. y presión de 150 PSI, sería de 5/16".

Ahora bien, tomando en cuenta lo expuesto en el punto PFT-19, página 126 de la sección I del código ASME BOILER AND PRESSURE VESSEL (THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS) EDITION 1980 (POWER BOILERS), el espesor mínimo permitido por estas normas es de 5/16" (8 mm.) para hogares corrugados tipos LEEDS, ORISON, FOX Y BROWN y 7/16" para hogares tipo PURVES, como puede apreciarse en la figura N° 3 del capítulo 1.4. Por lo tanto, si se usarán hogares corrugados, en calderas de potencias menores a 250 B.H.P., y se calcularán los espesores de las planchas que se utilizarían en una supuesta fabricación, darían como resultado, espesores menores a 5/16" (8 mm.), lo cual significaría contravenir a lo recomendado por las Normas del Código ASME, para el caso de hogares tipo FOX (ver figura N°3) que es el tipo de hogar que corrugará la máquina a diseñar.

1.4 CARACTERISTICAS CONSTRUCTIVAS DE LOS HOGARES

Los hogares para calderas son generalmente de forma cilíndrica, pudiendo ser lisos y corrugados, tal como se a establecido en el punto 1.3 del presente proyecto.

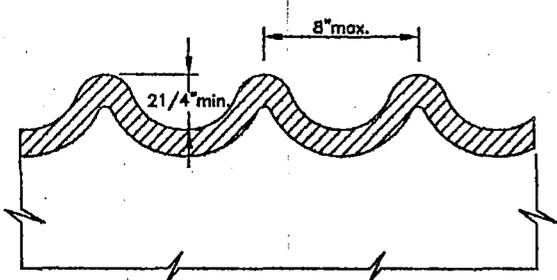
Las características constructivas de los hogares, están basadas en lo establecido por las Normas del Código ASME (THE AMERICAN STANDARD OF MECHANICAL ENGINEERS), Secciones I y IV. Las características que enunciaremos a continuación, serán las que se tendrán en cuenta en la construcción de hogares cilíndricos sometidos a presiones externas.

1.4.1 Hogares Cilíndricos Lisos

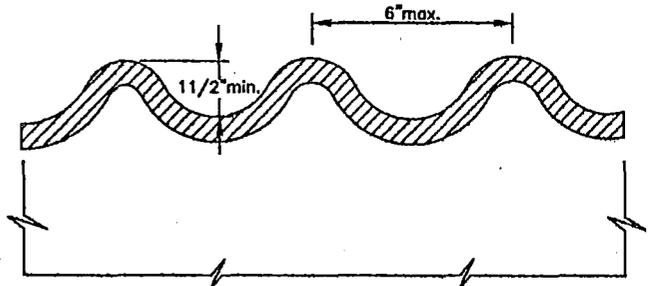
Para este tipo de hogares (Código ASME, Sección I, Acápite PFT - 14) se tienen:

- a) El espesor de la plancha para la fabricación de hogares lisos por ningún motivo debe ser, menor de $5/16''$ (8mm.).
- b) La plancha del hogar deberá ser rolada en forma circular, con una desviación máximo de $1/8''$ (3mm.) en relación a la verdadera circunferencia.

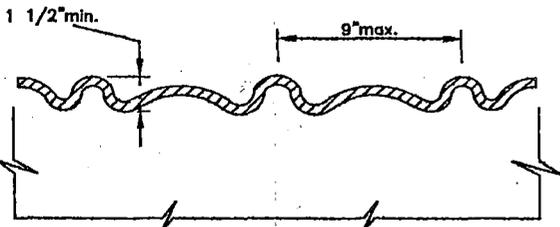
TIPOS DE HOGARES PARA CALERAS



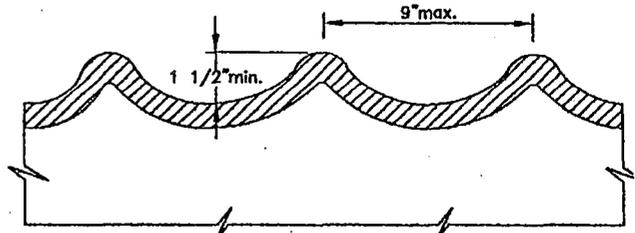
A. HOGAR DE LEEDS



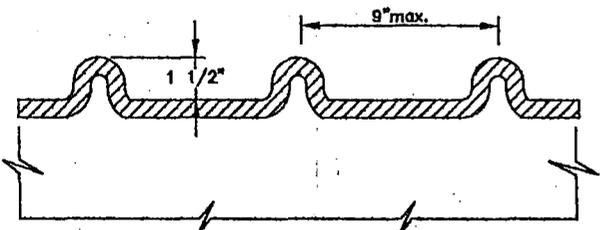
E. HOGAR DE FOX



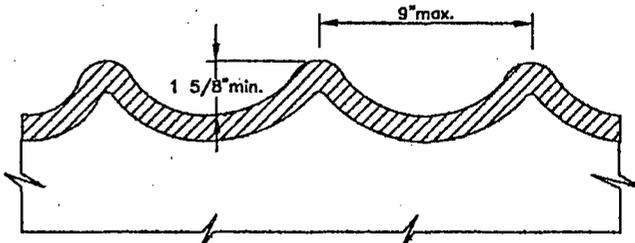
B. HOGAR DE DEIGHTON



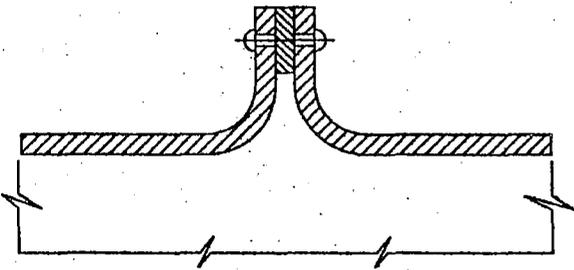
F. HOGAR DE MORISON



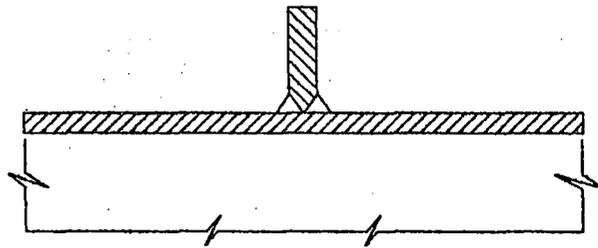
C. HOGAR DE PURVES



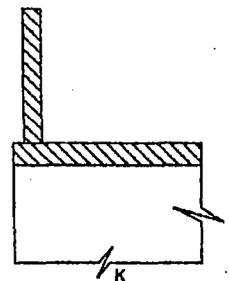
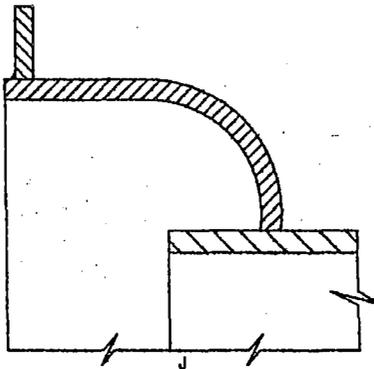
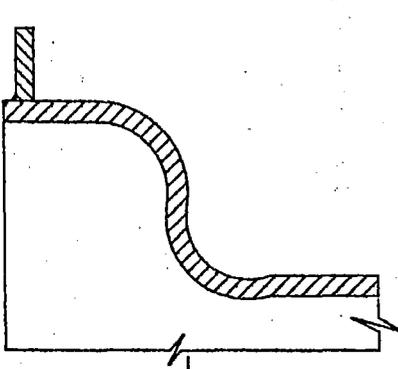
G. HOGAR DE BRONW



D. HOGAR CON ANILLO SEGUN ADAMSON



H. HOGAR CON ANILLO DE REFUERZO



JUNTAS DE LOS EXTREMOS DE HOGARES SOLDADOS

FIGURA N°3

1.4.2 Hogares Cilíndricos Corrugados

El diseño de las características constructivas de estos tipos de hogares, se basará en lo indicado en la parte PFT - 19 de la sección I del Código ASME, siempre que la parte lisa en los extremos no exceda las 9 pulgadas (229 mm.), en longitud.

- a) El espesor de la pared de los hogares corrugados, en ningún caso deberá ser menor que $5/16$ pulgadas, calculándose, según lo especificado en el Código ASME, Sección I, parte PFT-19.
- b) Observar la Figura N°3 del presente proyecto, donde, se apreciará los diferentes tipos de corrugaciones.
- c) El diámetro nominal o principal de un hogar corrugado, es el que se obtiene adicionándole dos (2) pulgadas (51 mm.) al menor diámetro interior del hogar.
- d) Las juntas de soldadura longitudinal y circunferencial, deberán ser soldadas por el método de arco eléctrico y con doble bisel (The double - Weld butt type).
- e) El espesor de la pared del hogar corrugado, se verificará por medios mecánicos. Se efectuará un agujero (taladro u otro) en la plancha después de realizado el corrugado, procediéndose posteriormente a medir en forma real el

espesor de la plancha. El agujero taladro, no debe ser mayor de 3/8 pulg. (10 mm.) de diámetro. Cuando se instale el hogar, el agujero deberá ser ubicado en la parte baja del hogar y será cerrado o soldado con un tapón roscado.

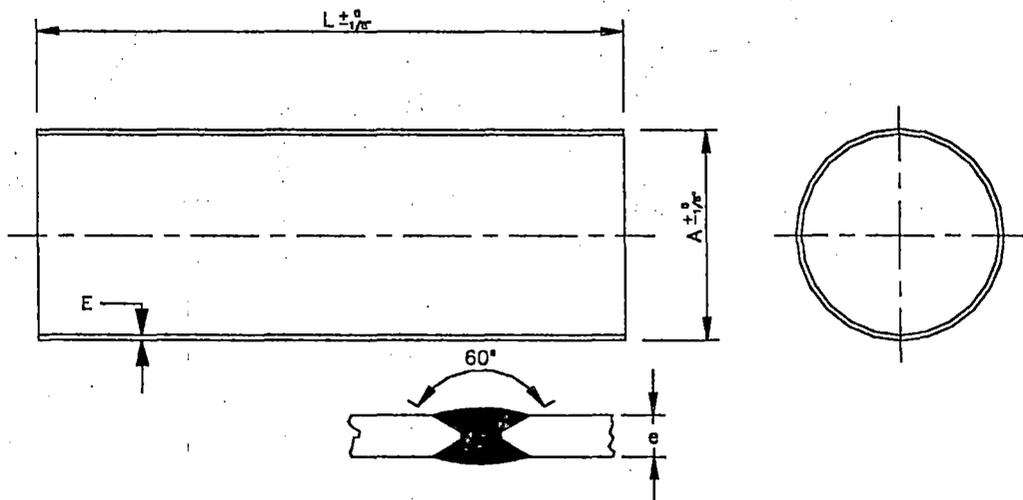
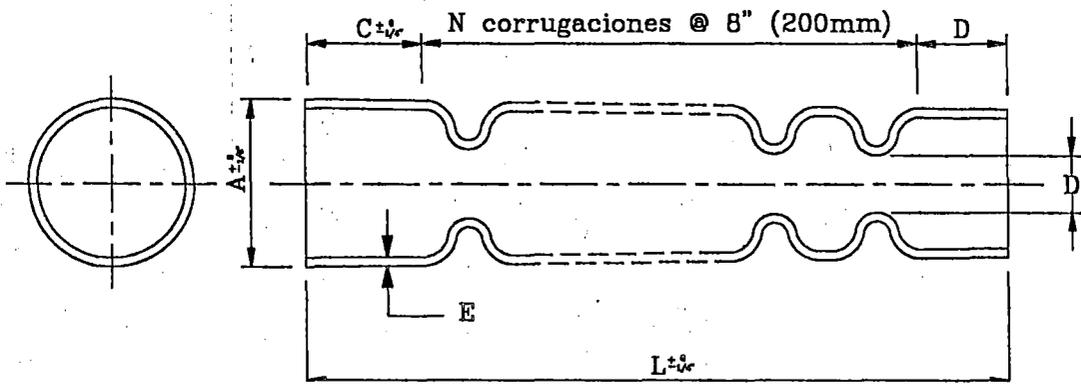
1.4.3 Dimensiones Constructivas

A continuación detallamos las dimensiones constructivas principales, que normalmente se utiliza en los hogares lisos, cuadro N°1 y en hogares corrugados, cuadro N°2. Tomaremos como referencia los hogares corrugados de calderas, marca POWER MASTER.

1.5 ESPECIFICACIONES TECNICAS DE LOS ACEROS PARA HOGARES DE CALDERAS

Los materiales que se emplean en la fabricación de los hogares, deben cumplir con ciertas características técnicas, tal como lo especifica el Código ASME BOILER PRESURE VESSEL, partes PG-5 y PG-6, eso se debe a que los hogares estarán sometidos, a esfuerzos permanentes debido a las presiones, a que están expuestos.

Sin embargo, conforme se indicó en el punto 1.4 del presente estudio, normalmente, se utilizan los siguientes aceros: (ver cuadro N° 3).



Esta clasificación se obtiene, de la práctica generalizada de los fabricantes de calderas, sin embargo no es la única, pudiendo utilizarse para los diferentes tipos de hogares y capacidades de los calderos, las diversas combinaciones de calidad de material, lo cual implicará también, la variación del espesor de la plancha. Pero siempre teniendo en cuenta, los mínimos espesores establecidos por el código ASME, y que se mencionan en el punto 1.4 de esta tesis.

CUADRO N° 1

DIMENSIONES CONSTRUCTIVAS DE HOGARES LISOS

| H.P | DIMENSIONES | | PESO KG. | CALIDAD DE PLANCHA |
|-----|--------------------|---------------|-------------|---|
| | ESPESOR (PULG) | φ EXT x L(mm) | | |
| 20 | 5/16" (8 mm) | 244.5 x 1,308 | 61 | Acero ASTM A-53 GR.B de 60,000 PSI a la rotura. Ó tubo rolado de plancha ASTM A-285 grado A,B ó C. |
| 30 | 3/8" (9.5 mm) | 324 x 1,608 | 119 | // |
| 40 | 3/8" (9.5 mm) | 355 x 1,864 | 152 | // |
| 50 | 3/8" (9.5 mm) | 355 x 2,313 | 188 | // |
| 60 | 7/16" (11mm) | 406 x 1,943 | 210 | // |
| 80 | 7/16" (11mm) | 406 x 2,567 | 278 | // |
| 100 | 1/2" (12.5mm) | 508x 2,096 | 325 | // |
| 125 | 9/16" (14mm) | 508 x 2613 | 455 | // |
| 150 | 5/8" (15mm) | 610 x 2,818 | 678 | Acero ASTM A-285 Grado B ó C(Fire Quality Carbón Steel. 45,000 PSI. Rotura) |
| 200 | 11/16" (17.5mm) | 610 x 3,705 | 976 | // |

CUADRO N° 2

DIMENSIONES CONSTRUCTIVAS DE HOGARES CORRUGADOS

| HP | DIMENSIONES HOGAR | | | | | PESO | CALIDAD DE MATERIAL |
|-------|-------------------|----------------|----|-------|-------|-------|---|
| | Espesor (Pulg) | φ EXT x L (mm) | N | C | D | | |
| 250 | 5/16" (8mm) | 702 x 3,061 | 13 | 400 | 19 | 540 | Acero ASTM A-285 grado B ó C 55,000 PSI resistencia a tracción (FIRE BOX Quality Carbon). |
| 300 | 5/16" (8mm) | 702 x 3,620 | 15 | 400 | 171.4 | 632 | // |
| 400 | 5/16" (8mm) | 854 x 3,934 | 16 | 495.3 | 187.3 | 834 | // |
| 500 | 11/32" (9mm) | 932 x 4,085 | 17 | 533.4 | 96.8 | 1,020 | // |
| 600 | 11/32" (9mm) | 932 x 4,844 | 21 | 533.4 | 42.8 | 1,210 | // |
| 800 | 7/16" (12mm) | 1,050 x 6,050 | 21 | 415 | 0 | 1,880 | Acero ASTM A-515 Grado 70 |
| 1,000 | 7/16" (11mm) | 1,050 x 7,265 | 31 | 325 | 0 | 2,070 | // |
| 1,200 | 7/16" (11mm) | 1,050 x 7,550 | 35 | 225 | 0 | 2,150 | // |

A manera de información a continuación indicamos, las características químicas y mecánicas de los materiales antes mencionados (ver cuadro N°4) si se requiere mayor información, se pueden encontrar en las normas correspondientes.

1.5.1 Capacidad Calorífica

La cantidad de calor necesario, para elevar en un grado la temperatura de la unidad de masa de un material, se llama capacidad Calorífica.

A la razón de la cantidad de calor necesaria, para elevar 1 grado la temperatura de la unidad de masa de un material, la que se precise para elevar 1 grado la de la unidad de masa del agua a cierta temperatura específica, se le llama Calor específico del material (Manual del Ingeniero Mecánico MARKS página 4 - 8 primer volumen).

Para la mayoría de los fines de Ingeniería, las capacidades caloríficas, se pueden suponer numéricamente iguales a los calores específicos.

A continuación indicamos la capacidad calorífica, de los principales aceros, para hogares de calderas.

Como se indica en el cuadro N° 4, los principales aceros usados para fabricar hogares de calderas son:

Acero calidad ASTM A-53 °A

ASTM A-53 °B

Acero calidad ASTM A-285 °A

ASTM A-285 °B

ASTM A-285 °C

Acero calidad ASTM A-515 °70

Y de acuerdo a lo indicado en el código ASME, el calor específico o capacidad calorífico de estos es $C = 0.11 \text{ BTU / lbm} \cdot ^\circ\text{F}$ como promedio.

1.5.2 Temperatura de Deformación

De acuerdo a lo señalado en el Libro, conformado de los metales de ROWEGEOFFREY. Edición Urmo de 1972 Página-46, se estima que la temperatura máxima permisible, para trabajos en caliente de metales, es aproximadamente equivalente a la mitad de la temperatura de fusión. Para los aceros se considera en el rango de 2370 a 2550 °F, la temperatura de fusión (Tabla 4, página 4-5 del capítulo 4 del manual del Ingeniero Mecánico de MARKS). Para los aceros de nuestro caso se tiene:

Punto de Fusión = 2370 a 2550 °F

Punto Máximo para estampado

$$= \frac{1}{2}(2370^{\circ} F) = 1185^{\circ} F (640^{\circ} C)$$

Asimismo en la Tabla N°8 página 88 del Libro "HORNOS INDUSTRIALES" DE TRINKS, se detalla lo siguiente: (En el presente Proyecto lo transcribimos como Tabla N°5).

TABLA N° 5

| Material y destino | Temperatura final deseada | Capacidad de calentamiento kg/m ² , h (área total de solera) |
|---------------------------------------|---------------------------|---|
| Acero: | | |
| Conformación, bajo en carbono | 1287 | 292.80 |
| Conformación, alto en carbono, aleado | 1148 | 195.20 |
| Conformación, inoxidable | 1260 | 195.20 |
| Soldadura de fleje, a tope y solape | 1454 | 439.20 |
| Temple | 898 | 146.4 |
| Estampación | 537 | 122.0 |
| Recocido alto | 815 | 24.4 |

| | | |
|---|-----|-------|
| Recocido bajo o revenido | 676 | 73.4 |
| Cobre y latones: | | |
| Conformación, calentamiento de bloques | 871 | 488.0 |
| Recocido de ablandamiento de bobinas, chapas y tubos. | 717 | 342.0 |
| Recocido final de bobinas, chapas y tubos | 717 | 171.0 |
| Aluminio: | | |
| Conformación, placas | 537 | 317.4 |
| Conformación, palanquillas | 537 | 171.0 |
| Recocido, bobinas | 482 | 171.0 |

De la tabla N° 5 se puede apreciar que, para procesos de Estampación, recomienda una temperatura de 537°C.

Entre las dos recomendaciones planteadas en el punto 1.5.2, escogeremos de manera conservadora lo indicado en el libro hornos Industriales de TRINKS (en nuestro proyecto, Tabla N°5) es decir 537°C. Para nuestro caso tomamos 535°C.



CAPITULO II

2. DIMENSIONAMIENTO GENERAL DE LA MAQUINA

El tamaño de la corrugadora, dependerá básicamente de las dimensiones de los tubos a corrugar, de las dimensiones de la zona que se va a calentar, del tiempo de calentamiento, del peso del tubo, de la velocidad de rotación del tubo. Para nuestro caso, tomaremos el tubo de mayor dimensión, es decir tubos corrugados de hogares de calderas de 1,200 B.H.P.

2.1 DESCRIPCION DE LA CORRUGADORA

La máquina corrugadora será del tipo rotativa, conformada por dos (02) soportes, uno fijo y el otro móvil, distribuidos uno en cada extremo. Estos soportes servirán de apoyo en la rotación del tubo que se va a corrugar. El soporte móvil, servirá para graduar la distancia, de acuerdo a la longitud del tubo a corrugar y también para facilitar el montaje y desmontaje del tubo.

Exteriormente al tubo, en forma concéntrica, existirá una cámara de calentamiento que alojará al grupo de quemadores, los cuales estarán en contacto directo con la zona del tubo a corrugar, esta cámara se desplazará a todo lo largo de la maquina, fijándose en el punto que se quiera calentar y efectuar el estampado correspondiente. (Proceso de la corrugación), por intermedio de un rodillo metálico móvil, situado debajo del tubo a corrugarse.

Por rotación de los dos (02) discos, que son partes conformantes de cada uno de los soportes, se obtiene por intermedio de un sistema de reducción de cadenas de transmisión y ruedas dentadas (Sprockets).

2.2 DIMENSIONES GENERALES DE LA MAQUINA

Según el Cuadro N° 2 del punto 1.4.3., se puede afirmar lo siguiente: La longitud de la máquina será adecuada, como para poder alojar al tubo a corrugar más largo, es decir de 7,750 mm (Hogar de caldero de 1,200 B.H.P.). De igual forma, el ancho y la altura de la máquina, permitirá colocar tubos de hasta 1,050 mm de diámetro (Hogar de calero de 1,200 B.H.P.).

2.3 PESO DE LA CARGA

La máquina se diseñará para soportar al tubo de mayor peso y que corresponde a un hogar para caldera de 1,200 B.H.P., cuyo peso es de 2,150 kg.

2.4 VELOCIDAD DE ROTACION

La rotación del tubo, para el proceso del corrugado, se conseguirá por medio de un sprocket, que transmitirá al tubo a corrugar velocidades, periféricas de 7.5 a 12 metros por minuto siendo ésta, la velocidad recomendada para hornos rotativos, por el manual del Ingeniero Químico de PERRY, Sección 23.

Para nuestro caso consideraremos velocidad periférica de 7.50 m/seg (23 pie/min).

Aplicando la fórmula, se tiene:

$$N = \frac{V \times 12}{\pi \times D} \text{ de } \left(V = \frac{\pi DN}{12} \right)$$

Donde :

N = número de revoluciones por minuto.

D = 1,700 mm (67 pulg) : diámetro estimado de los apoyos giratorios.

V_A = 23 pie/minuto : velocidad periférica.

$$N = \frac{23 \text{ pie/min} \times 12}{\pi \times 67 \text{ pulg}} = 1.3 \text{ RPM}$$

Sin embargo, con el fin de mejorar la eficiencia en la transmisión de calor de los quemadores al tubo, disminuimos la fuerza centrífuga casi al mínimo, etc. Tomaremos:

$$N = 1 \text{ R.P.M.}$$

2.5 TIPO DE CALENTAMIENTO

Para producir el estampado de la corrugación, mediante una matriz-rodillo, se deberá previamente calentar la zona a corrugar, siendo este calentamiento del tipo directo, mediante un grupo de quemadores a gas.

Se ha considerado este tipo de quemadores a gas, debido a limpieza de su funcionamiento, en contraste con los combustibles líquidos, que además requieren de tanques de almacenamiento, con sus respectivas bombas de circulación. En cambio, los gases son suministrados en envases metálicos intercambiables.

2.5.1 Temperatura de calentamiento

La temperatura de calentamiento que se requiere para el proceso del estampado o corrugado, es la temperatura de deformación que se describe en el inciso 1.5.2 del presente Proyecto. Como se indica también en la obra de ROWEL "Trabajos en metales" donde recomienda que la máxima temperatura para trabajar en metales, es la mitad de la temperatura de fusión de los aceros. En nuestro caso:

Temperatura de fusión del acero : 2,370°F a 2,550°F

Temperatura de trabajo para
estampado en caliente : $\frac{1}{2}$ (2,370°F): 1,285°F

En la Tabla que se muestra a continuación (tomado del libro Hornos Industriales de W. Trinks Tomo I, pág. 88) aparecen datos cuidadosamente seleccionados, referente a capacidades de calentamiento específico de diferentes procesos y materiales. A continuación indicaremos solamente el del acero.

| Material y Destino | Temperatura Final deseada (°C) | Capacidad de Calentamiento kg/m ² /xh (Area total de solera) |
|--------------------------------------|---|---|
| Acero | | |
| Conformación, bajo en carbono | 1287 | 292.80 |
| Conformación, alto en carbono aleado | 1148 | 195.20 |
| Conformación, acero inoxidable | 1260 | 195.20 |
| Temple | 898 | 146.40 |
| Estampación | 537 | 122.00 |

| | | |
|--------------------------|-----|--------|
| Recocido, alto | 815 | 24.40 |
| Recocido bajo o revenido | 676 | 73.340 |

Por consiguiente, de lo expresado y expuesto, tomamos:

Temperatura final o máxima para estampado = 535°C

2.5.2 Area de calentamiento

De acuerdo a las características constructivas de los hogares corrugados, para un hogar tipo FOX, se deduce que el paso máximo entre ondulaciones es 09 pulgadas (225 mm). En consecuencia, consideraremos que el ancho mínimo necesario de calentamiento, para producir el estampado de la corrugación es 225 mm.

Para fines del cálculo, estimaremos que se calienta aproximadamente el doble del ancho antes mencionado.

Entonces podemos decir que:

- Ancho de calentamiento = 500 mm
 - Peso del material a calentar = $A \times \pi \times D \times e \times \delta$
- Donde : $A = 0.50$ m (ancho de calentamiento)
 $D = 1.050$ m (diámetro de tubo)
 $e = 0.012$ (espesor del tubo)
 $\delta = 7,850$ kg/m³ (peso específico del acero).

Reemplazando valores se tiene:

$$\text{Peso material a calentar} = 0.50 \times 3.14 \times 1.05 \times 0.12 \times 7,850$$

$$\text{Peso del material a calentar} = 160 \text{ kg.}$$

- **Tiempo de calentamiento**

El tiempo necesario para calentar, planchas de acero de 3.18 mm de espesor, a través de una de sus caras según el Manual del Ingeniero Mecánico de Marks Tomo II pág. 7-49, es el siguiente: 3 minutos para calentamiento a alta velocidad y de 6 a 12 minutos, calentamiento para moldeado. Para nuestro caso estimaremos que se requiere 10 minutos (para moldeado).

Para una plancha de 12 mm de espesor, se requerirá como tiempo de calentamiento:

$$\frac{12 \text{ mm}}{3.18 \text{ mm}} \times 10 \text{ minutos} \approx 40 \text{ minutos (0.66 horas)}$$

Del cuadro indicado en el punto 2.5.1 tomamos:

Capacidad de calentamiento: $P' = 122 \text{ kg/m}^2\text{xh}$ (para estampado del acero).

A partir de este dato, podemos dimensionar aproximadamente la solera del horno o cámara de calentamiento.

Dimensiones de cámara de calentamiento, para hogares de calderos de 500 B.H.P. a 1,200 B.H.P.

$$\text{Area de solera: } A'_s = \frac{W}{(t \times p)}$$

Donde:

$w = 160 \text{ kg}$ (peso del material a calentar).

$t = 0.66 \text{ hr}$ (tiempo de calentamiento)

$p = 122 \text{ kg/m}^2\text{xhr}$ (capacidad de calentamiento de un horno).

Reemplazando:

$$A'_s = \frac{160}{0.66 \text{ hr} \times 122 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2\text{xhr}}} = 1.98 \text{ m}^2 \text{ (área proyectada a calentar)}$$

Fijaremos largo de solera = $2 \text{ m} > 1.05 \text{ m}$ diámetro de mayor tubo a corrugar.

$$A'_s = L \times A$$

Entonces:

$$1.98 \text{ m}^2 \times 2 \text{ m} \times A$$

$$\text{Ancho} = 1 \text{ m.}$$

Por consiguiente, las dimensiones de la cámara de calentamiento son:

$$\text{Diámetro} = 2,000 \text{ mm}$$

$$\text{Ancho} = 1,000 \text{ mm.}$$

Dimensiones de cámara de calentamiento, para hogares de calderos de 250 BHP a 400 B.H.P.

$$\text{Peso del material a calentar} = A \times \pi \times D \times e \times \delta$$

$$A = 0.50 \text{ m} \quad (\text{ancho de calentamiento})$$

$$D = 0.94 \text{ m} \quad (\text{diámetro del mayor tubo de hogares, para esta gama de calderas}).$$

$$e = 0.008 \text{ m} \quad (\text{espesor del tubo}).$$

$$\delta = 7850 \text{ k/m}^3 \quad (\text{peso específico del acero})$$

$$\begin{aligned} \text{Peso del material} &= 0.50 \times \pi \times 0.840 \times 0.008 \times 7850 \\ &= 83 \text{ kg.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Tiempo de calentamiento} &= \frac{8 \text{ minutos}}{3.8 \text{ mm}} \times 10 \approx 25 \text{ minutos} \\ & \quad (0.41 \text{ horas}) \end{aligned}$$

$$\text{Area de solera } A's = \frac{w}{t \times p'}$$

$$w = 83 \text{ kg}$$

$$t = 0.41 \text{ horas}$$

$$p' = 122 \text{ kg/m}^2 \times \text{h}$$

$$\begin{aligned} A's &= \frac{83 \text{ kg}}{0.41 \text{ horas} \times 122 \text{ kg/m}^2 \times \text{h}} \\ &= 1.66 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Fijamos largo de solera = 1.60 m.

Entonces:

$$\text{Ancho} = \frac{A's}{\text{largo}} = \frac{1.66 \text{ m}^2}{1.60 \text{ m}} = 1.00 \text{ m.}$$

Por tanto:

Dimensiones para la cámara de calentamiento, para corrugar tubos hasta 0.84 m de diámetro (calderos, hasta 400 B.H.P.) serán:

$$\text{Diámetro} = 1,600 \text{ mm}$$

$$\text{Ancho} = 1,000 \text{ mm.}$$

CAPITULO III

3.0 CALCULO TERMICO

En el desarrollo de este capítulo, hacemos uso de datos de interés práctico o experimentales, extraídos de fuentes de información técnica especializadas, dado que el cálculo teórico de la transferencia de calor es muy tedioso.

El tipo de calentamiento que se aplicará en el proceso del conformado de las corrugaciones en los hogares para calderas, será del tipo "Fuego directo", es decir, el calor producido por el quemador estará en contacto directo con la pieza, evitando o minimizando así, las pérdidas de calor por convección o radiación directa.

En cuanto a los quemadores que se adaptan mejor al método de calentamiento directo, son los quemadores a gas, pudiendo lograrse con éstos, temperaturas del orden de 1,200°F (650°C), tal como se indica en el manual del Ingeniero Mecánico de Marks página 7-49.

En lo que se refiere al combustible más adecuado, será del tipo gaseoso. En nuestro caso utilizaremos el gas propano debido a su disponibilidad fácil en el mercado y a su limpieza durante su combustión.

3.1 CALOR REQUERIDO PARA PRODUCIR LA DEFORMACION EN LOS HOGARES

En el proceso de calentamiento de la carga, se requerirá estudiar distintas necesidades caloríficas, pero para el presente proyecto consideraremos las más preponderantes y/o principales, debido a que las pequeñas, no serán influyentes en el calentamiento de la carga.

En consecuencia las que consideraremos y estudiaremos son:

- Q_1 = calor necesario para calentar la carga.
- Q_2 = calor perdido por radiación
- Q_3 = calor perdido por combustión incompleta.
- Q_4 = otras pérdidas (calentamiento del refractario del quemador, casquete protector, etc.).

3.1.1 Calor necesario para calentar la carga (Q_1)

En el punto 1.5.2 explicamos que la temperatura de deformación de los metales es de 535°C. En consecuencia, el calor necesario para elevar la carga de 32°F (°C) hasta 1000°F (535°C), para materiales de acero, lo calcularemos, según los datos que nos proporciona el gráfico N° 1. Tomado del Manual del Ingeniero Mecánico de Marks, página 7-50.

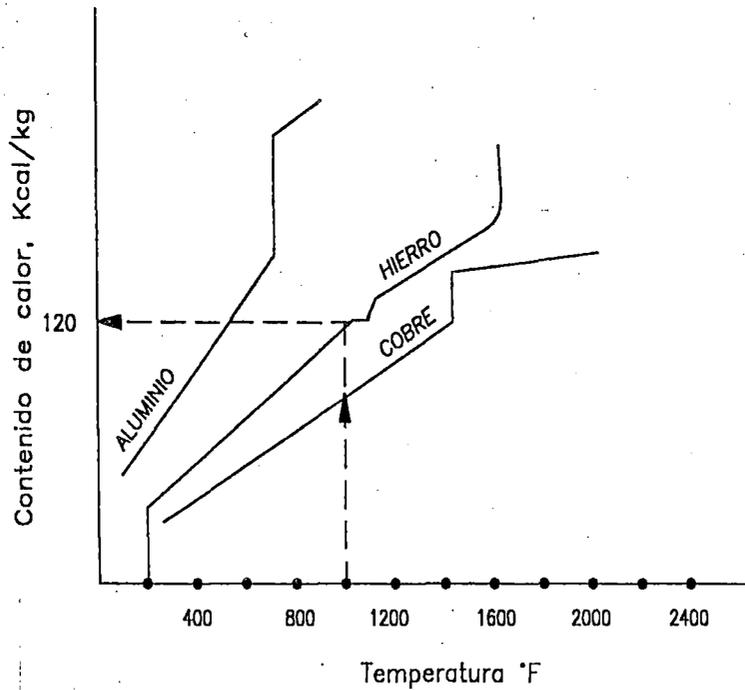


GRAFICO N°1: CONTENIDO DE CALOR DE VARIOS METALES

Como se puede apreciar, este gráfico nos indica el contenido calorífico (Kcal/kg) de diversos materiales y a diferentes temperaturas. En nuestro caso tendremos dos consideraciones:

- a) El ancho del tubo a ser calentado a 535°C ($1,000^{\circ}\text{F}$), se ha considerado de 0.50 mt (según el punto 2.5.2) cuyo peso aproximado es de 160 kg.
- b) El resto de la tubería que tiene como peso: 2150 kg (peso total de tubo según cuadro N° 2) menos 160 kg, igual a 1,990 kg, tendrá una temperatura promedio de:

$$\frac{1000^{\circ}\text{F} - 70^{\circ}\text{F}}{2} = 465^{\circ}\text{F}$$

Por consiguiente, para ambas consideraciones, se requerirá la siguiente cantidad de calor:

De acuerdo al gráfico para elevar la temperatura a 1000°F en los aceros, se necesita :

$$130 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$$

Entonces se tiene:

$$Q_{1.1} = 130 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}} \times 160 \text{ kg} = 20,800 \text{ Kcal} = 82,540 \text{ BTU}$$

Para un tiempo de $T = 0.41$ horas (tiempo más desfavorable. Punto 2.5.2).

$$Q_{1.1} = \frac{82,540 \text{ BTU}}{0.41 \text{ hr}} = 202,000 \text{ BTU/hr}$$

Para elevar la temperatura de los aceros hasta 465°F, se tiene como consumo de calor 70 Kcal/kg.

Por consiguiente:

$$Q_{1.2} = 70 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}} \times 1,990 \text{ kg} = 139,300 \text{ Kcal} = 553,000 \text{ BTU}$$

Para un tiempo de $T = 0.41$ horas se tiene.

$$Q_{1.2} = \frac{553,000 \text{ BTU}}{0.41 \text{ hr}} = 1,349,000 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Luego el calor total de las dos consideraciones es :

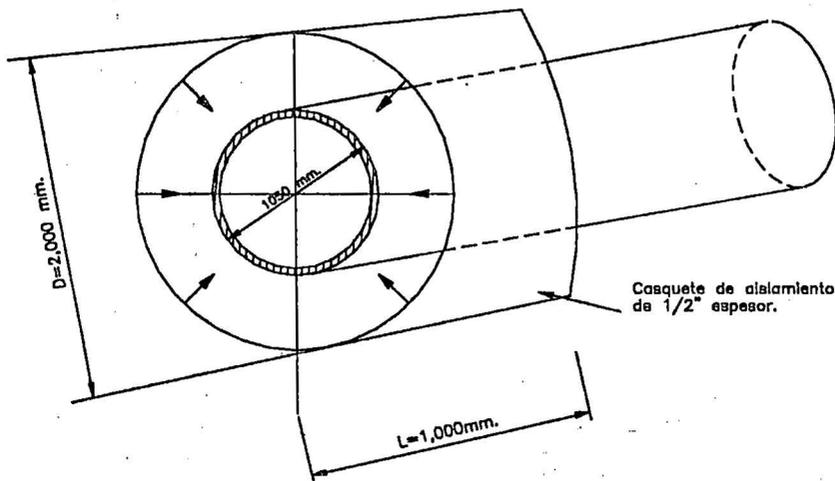
$$Q_1 = Q_{1.1} + Q_{1.2} = 202,000 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} + 1'349,000 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_1 = 1'551,000$$

3.1.2 Calor perdido por radiación (Q2)

En primer lugar, consideramos, el calor que se requiere para calentar el volumen de aire, que se encuentra dentro de la cámara a calentar. Presentándose las siguientes consideraciones:

3.1.2.1 Calor perdido por calentar la masa de aire (q1)



Cálculo del volumen de aire estimado en la cámara:

$$V = \frac{\pi D^2 L}{4} = \frac{\pi (2 \text{ m})^2}{4} \times 1 \text{ m} = 3.14^3 = 111 \text{ pies}^2$$

Cálculo de q_1 :

$$q_1 = \frac{m}{T} \times Cc \Delta t$$

Donde:

$$m = 111 \text{ pie}^3$$

$$Cc = 0.075 \text{ Lb/pie}^3$$

$$\Delta t = (1,000-70)^\circ\text{F}$$

$$T = 0.41 \text{ Hr (según el punto 2.5.2)}$$

Reemplazando:

$$q_1 = \frac{111 \text{ pie}^3}{0.41 \text{ hr}} \times 0.075 \frac{\text{Lb}}{\text{pie}^3} \times 0.25 \frac{\text{BTU}}{\text{Lb} \times ^\circ\text{F}} \times 930^\circ\text{F}$$

$$q_1 = 4,721 \text{ BTU/hr.}$$

3.1.2.2 Calor perdido por radiación a través de la abertura (q_2).

La pérdida de calor por radiación, que se produce a través de la abertura de un horno, depende del tamaño y forma de la misma, así como del espesor de las paredes en las que están situadas, como de la temperatura del horno.

Para el estudio de nuestro caso, consideraremos los datos que se muestran en la tabla siguiente: (Manual del Ingeniero Mecánico de Marks, página 7-50). Donde se

indican pérdidas de calor por radiación a través de aberturas en las paredes de los hornos, en miles de BTU/hora.

| Tamaño de La Abertura | TEMPERATURA DEL HORNO | | | | | |
|-----------------------------|-----------------------|-------|--------|---------------------|-------|-------|
| | 1400°F (760°C) | | | 2200°F (1200°C) | | |
| | Espesor de la pared | | | Espesor de la pared | | |
| | 4 1/2" | 9" | 18" | 4 1/2" | 9" | 18" |
| 4 1/2" x 3 1/2" | 1.4 | 1.1 | 0.80 | 5.1 | 4.1 | 2.8 |
| 9" x 9" | 7.8 | 6.1 | 4.50 | 28.5 | 22.7 | 16.8 |
| 18" x 18" | 37.0 | 30.5 | 24.30 | 137.0 | 114.0 | 90.0 |
| 24" x 24" | 71.0 | 60.0 | 48.00 | 264.0 | 225.0 | 180.0 |
| 36" x 36" | 173.0 | 150.0 | 124.00 | 650.0 | 560.0 | 465.0 |

Con los datos de la tabla, calculamos la pérdida de calor por radiación, para pared de la cámara de 1/2" de espesor, a una temperatura de 760°C y para una abertura de 36" x 36" (0.83 m²). Interpolando tenemos:

Pérdida de calor por radiación: 199,000 BTU/hr.

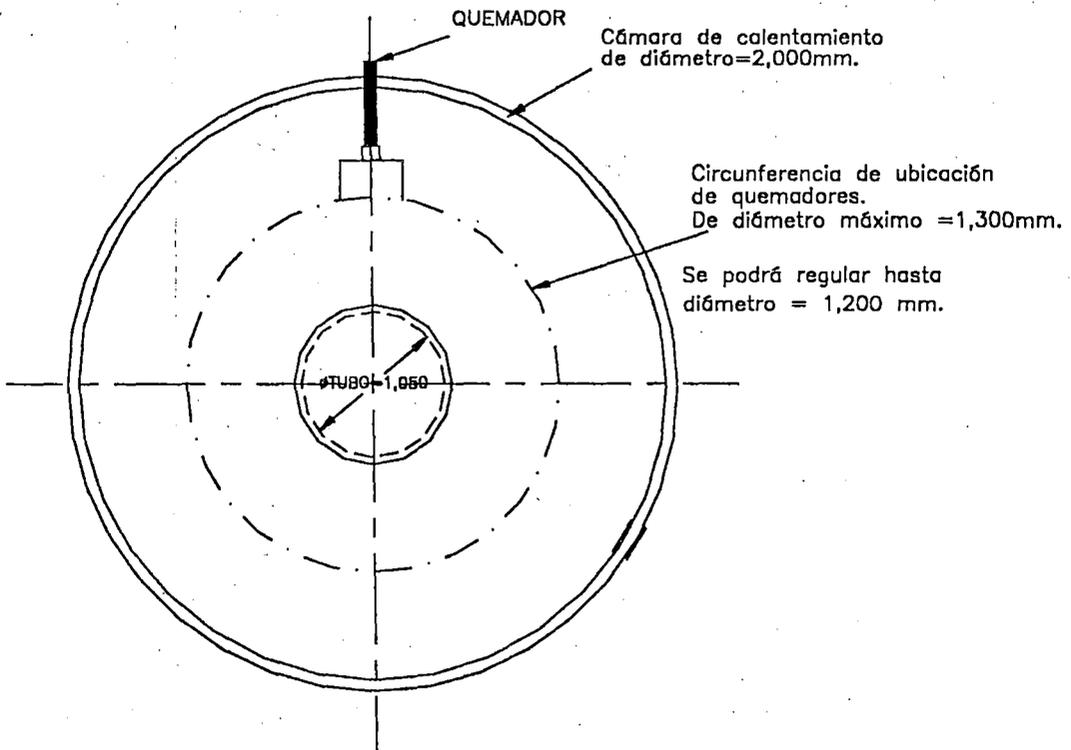
Como la temperatura considerada para la estampación es 535°C, calculamos la pérdida de calor por radiación para esta temperatura, manteniendo el mismo espesor de pared y abertura que el caso anterior.

Pérdida de calor por radiación :

$$\frac{535^{\circ}\text{C} \times 199,000 \text{ BTU/hr}}{760^{\circ}\text{C}}$$

$$= 140,000 \text{ BTU/hr}$$

Para nuestro caso, calcularemos previamente el área de la cobertura.



Cálculo del Area de Abertura

$$\Delta = \frac{\pi (D^2 - d^2)}{4} = \frac{\pi (1.3 - 1.05^2)}{4} = 2.3 \text{ m}^2$$

Como se tiene 2 aberturas, entonces se tendrá :

$$A = 2 \times 2.3 = 4.6 \text{ m}^2$$

Calor perdido por radiación a través de la abertura (q_2)

$$q_2 = \frac{140,000 \text{ BTU/hr} \times 4.6 \text{ m}^2}{0.82 \text{ m}^2} = 776,000 \text{ BTU/hr}$$

En consecuencia, la pérdida de calor por radiación (Q_2) será :

$$Q_2 = q_1 + q_2 = 4,721 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} + 776,000 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q^2 = 780,721 \text{ BTU/hr}$$

3.1.2 Calor perdido por Combustión Incompleta (Q_3)

Es común en los hornos industriales, que no se llegue a realizar la combustión completa, con una relación de combustible o aire teóricamente correcta, no se completa la combustión a menos que el combustible y aire estén completamente mezclados. Aún con un exceso de aire se encuentra en ocasiones, combustible en los gases quemados. Por lo tanto, la cantidad de calor perdido de esta manera, no depende solamente del tipo de quemadores y/o horno, sino también de los requisitos de funcionamiento.

Para determinar realmente la pérdida de calor por combustión incompleta, de las moléculas de carbono del combustible, se requiere efectuar un análisis de composición química de los gases de escape y verificar el porcentaje de CO ó CO₂ en dichos gases.

Sin embargo, de acuerdo a lo expresado en el manual del Ingeniero Mecánico de Marks página 7-51, la pérdida de calor en el combustible sin quemar, que escapa con los gases de la combustión, es mínima. Ya que en la mayoría de los hornos, el combustible puede ser consumido casi completamente.

Una buena práctica, según lo enunciado en el Manual antes indicado, página 4.54 es considerar, la pérdida de calor durante la combustión, alrededor del 10% del calor de combustión.

Este porcentaje de pérdida de calor, se tomará en cuenta más adelante, cuando se calcule todo el calor necesario de combustión.

En consecuencia:

$$Q_3 = 0.10 (Q_{total})$$

3.1.4 Otras pérdidas de calor (Q_4)

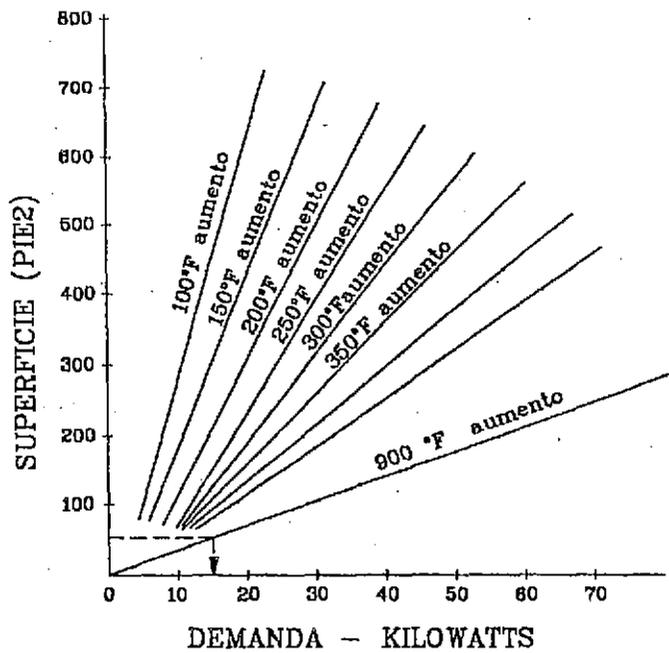
- a) Calor perdido a través del casquete del aislamiento (Q_a).

En este rubro consideraremos la cantidad de calor que se pierde, a través del casquete del aislamiento de 1/2" de espesor. Siendo el aislamiento que se usará, a base de magnesio al 85%.

Para calcular esta pérdida, utilizaremos la figura 20.25a - página 862 del libro "Procesos de Transferencia de Calor" de Donald Q. Kern. En donde nos indica, las

pérdidas de calor a través de paredes aisladas de hornos. Las curvas de la figura en mención se basan en aislamientos de magnesio al 85%, lana de vidrio, etc. de una (01) pulgada de espesor.

FIGURA 20.25a



Calculamos para nuestro caso:

Temperatura inicial = 70°F (20°C)

Temperatura final = 1000°F (535°C)

Aumento de temperatura = (1000-70) = 930°F

Diámetro del casquete
del horno = 2000 mm

Longitud del casquete
del horno = 1000 mm

$$\text{Area} = \pi \times D \times L = \pi \times 2 \text{ m} \times 1 \text{ m} = 6.28 \text{ m}^2 \text{ (68 pies}^2\text{)}$$

Según la figura N° 20.25 a e interpolando tenemos:

$$\text{Calor perdido} = 15 \frac{\text{kw}}{\text{pulg}} \quad (\text{para un espesor de 1" de aislamiento}).$$

Para un espesor de 0.5 pulgada se obtiene:

$$\text{Calor perdido} = \frac{15}{0.5} \text{ kw} = 30 \text{ kw} \quad (102,400 \text{ BTU/hr})$$

Calor perdido a través del casquete del horno (Q_a)

$$Q_a = 102,400 \text{ BTU/hr}$$

b) Calor absorbido por la plancha soporte del aislamiento, tubo portaquemadores, rodillo y otros (Q_b)

Para calcular la cantidad de calor absorbido, primeramente calcularemos, sus pesos de las partes enunciadas.

Peso de plancha:

$$\pi \times 2\text{m} \times 1\text{m} \times 7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 0.0064 \text{ m} = 315 \text{ kg}$$

Peso del tubo:

$$\text{Diámetro 3" : } 11.3 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \times 5 \text{ m} \times 2 \text{ pzas.} = 115 \text{ kg}$$

Peso del rodillo:

$$\frac{\pi}{4} (0.3\text{m})^2 \times 0.2\text{m} \times 7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 110 \text{ kg}$$

$$\text{Otros} = 10\% (\text{del peso total anterior}) = \underline{50 \text{ kg}}$$

$$\text{Peso Total} = 590 \text{ kg}$$

Temperatura a la cual trabajan estos materiales:

Como es difícil predecir, la temperatura que tendrán estos materiales asumiremos que trabajan a temperatura promedio:

$$T_m = \frac{1000^\circ\text{F} - 70^\circ\text{F}}{2} = 465^\circ\text{F}$$

Cálculo de la pérdida de calor (Q_b)

Según el gráfico del punto 3.1.1 se tiene:

Calor absorbido:

$$70 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}} \times 590 \text{ kg} = 41,300 \text{ Kcal}$$

$$= 164,000 \text{ BTU.}$$

Para un tiempo de 0.41 horas, obtenemos:

Calor perdido (Q_b) :

$$\frac{164,000}{0.41} \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} = 400,000 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

Por consiguiente:

Otras pérdidas de calor (Q_4):

$$Q_4 = Q_a + Q_b = 102,400 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} + 502,400 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q_4 = 502,400 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

3.1.5 Calor requerido para producir la deformación en los hogares

$$Q_{\text{total}} = Q_1 + Q_2 + 0.10 (Q_1 + Q_2 + Q_4) + Q_4$$

$$Q_{\text{total}} = 3'119,000 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

3.2 SISTEMA DE COMBUSTION

La combustión es un proceso termo-químico (calor de combustión) debido a que un combustible (generalmente es un hidrocarburo de la composición C_mH_n) se mezcla con el oxígeno, produciéndose un cambio químico, acompañado de una generación o absorción de calor.

La combustión completa del carbono da como producto anhídrido carbónico (CO_2), la combustión del hidrógeno de agua (H_2O) y en caso de existir azufre producirá SO_2 . En nuestro caso, el proceso de la combustión será a base del combustible propano, mezclado con aire, debido a que utilizar oxígeno puro, sería costoso y técnicamente no recomendable para nuestro caso.

3.2.1 Gases para la combustión

Como hemos mencionado anteriormente, el combustible a quemar será gas licuado de petróleo, (propano) siendo sus características las siguientes: (tomado de las tablas 44 y 45, del Manual del Ingeniero Mecánico de Marks, página 4-53 y 4-54.

- Fórmula química : $\text{C}_3 \text{H}_8$
- Peso molecular : 44.06
- Peso específico : 0.1142 Lb/pie a 68°F y
14.7 PSI.
- Volumen de aire necesario para la combustión del volumen unitario de combustible, a las mismas temperaturas y presiones. : 23.87
- Productos de la combustión de 1 pie³ de combustible con la cantidad teórica de aire (pie³) : $\text{CO}_2 = 3$

$$\text{H}_2\text{O} = 4$$

$$\text{N}_2 = 18.87$$

- Peso del aire necesario para la combustión del peso unitario de combustible. : 1.65
- Productos de la combustión de 1 libra de combustible con la cantidad teórica de aire (lb). :
 - $\text{CO}_2 = 3$
 - $\text{H}_2\text{O} = 1.635$
 - $\text{N}_2 = 12.02$
- Poder calorífico superior del propano. :
 - 21,670 BTU/lb
 - 2,480.1 BTU/lb
- Poder calorífico inferior del propano :
 - 19,944 BTU/lb
 - 2,282.6 BTU/lb

Para la combustión se emplea este gas (propano) mezclado con el aire.

3.2.1.1 Cantidad de combustible (m)

Del punto 3.2.1, considerando el poder calorífico inferior: 19,944 BTU/lb se tiene:

$$\text{Cant. combustible} = \frac{\text{Calor total para deformación}}{\text{poder calorífico}} = m$$

$$m = \frac{3'119,000 \text{ BTU/hr}}{19,944 \text{ BTU/lb}} = 157 \frac{\text{Lb}}{\text{hr}} = 1,372 \frac{\text{Pie}}{\text{hr}}$$

3.2.1.2 Cantidad de aire para la combustión (Q_A)

Según el punto 3.2.1 sabemos que por cada 23.87 pie³ de aire, se requiere 1 pie³ de combustible, con lo cual calculamos lo siguiente:

Cantidad de aire teórico:

$$1,372 \frac{\text{pie}^3}{\text{hr}} \text{ comb} \times \frac{23.87 \text{ pie}^3 \text{-aire}}{\text{pie}^3 \text{-comb.}}$$

$$Q_A = 32,800 \frac{\text{pie}^3 \text{-aire}}{\text{hr}}$$

Normalmente para una combustión completa se requiere en exceso un 15% del total del aire teórico, o sea:

$$Q_{\text{Areal}} = Q_{\text{at}} \times 1.15$$

En consecuencia la cantidad de aire real necesario es :

$$Q_{\text{Anecesario}} = 32,800 \frac{\text{pie}^3 \text{-aire}}{\text{hr}} \times 1.15$$

$$= 38,000 \frac{\text{pie}^3 \text{-aire}}{\text{hr}}$$

$$Q_{\text{Anecesario}} = 635 \frac{\text{pie}^3 - \text{aire}}{\text{minuto}} \times 1.15$$

3.2.2 Selección de los quemadores

Para seleccionar los quemadores tendremos en cuenta los siguientes parámetros:

- * La cantidad de calor que se requerirá es de 3'119,000 BTU/hr, según lo establecido en el punto 3.1.5.
- * El combustible a quemar será el gas licuado de petróleo (G.L.P.) mezclado con el aire.
- * Tomando como base los distintos diámetros de los hogares corrugados standar. (Ver cuadro N° 2 del Capítulo N° I) y con el fin de lograr una máxima eficiencia de los quemadores, tomamos como diámetro máximo requerido 1,600 mm. En tal sentido, el portaquemador considerado tendrá como diámetro interior 1600 mm.
- * El número de quemadores necesarios para el portaquemador diseñado, es de 10 unidades.
- * Los quemadores estarán distribuidos convenientemente, tal como se muestra en los planos que forman parte del presente proyecto.
- * La capacidad de cada quemador será:

$$\frac{3'119,000}{10} \text{ BTU/hr} : 311,900 \text{ BTU/hr}$$

- * La distribución y cantidad de quemadores que tendrá el portaquemador de 1600 mm ϕ .

Será: número de quemadores : 10
 Distribución de los quemadores, cada : 30°

En consecuencia, los quemadores más aparentes son los de la marca: AIRTEC.

Representados por AIRTEC S.A.

3.2.3 Selección del compresor

Según el punto 3.2.1.2 la cantidad de aire que se requiere:

$$Q_{\text{aire}} = 635 \text{ pie}^3/\text{minuto}$$

De las características de los quemadores seleccionados en el punto 3.2.2, se obtiene la presión de aire de 80 PSI requerido por los quemadores.

Considerando un factor de servicio según el tipo de instalación y trabajo de 1.25 se tiene:

$$Q_{\text{aire}} = 635 \text{ pie}^3/\text{minuto} \times 1.25 = 800 \text{ pie}^3/\text{minuto}$$

$$\text{Presión} = 80 \text{ PSI} \times 1.25 = 100 \text{ PSI.}$$

Con todo, estos requerimientos, seleccionamos un compresor de las siguientes características :

| | | |
|-----------------|---|------------------------------|
| Marca | : | ATLAS COPCO |
| Modelo | : | Rotativo de tornillo |
| Características | | |
| Caudal | : | 800 pie ³ /minuto |
| Presión trabajo | : | 100 PSI |
| Potencia motor | : | 160 HP |

3.3 SISTEMA DE REFRIGERACION DE LA MAQUINA

La máquina contará con un sistema de refrigeración aplicado únicamente al RODILLO-MATRIZ. Debido a que en esta zona y durante el proceso de conformado de las corrugaciones de los hogares de calderas. Se producen altas temperaturas. El sistema de refrigeración que utilizaremos será de concepción simple. A través de una tubería con su válvula correspondiente, se tomará agua potable de la red local y se le aplicará directamente al rodillo matriz. El agua caliente resultante, será evacuada a través de un sistema de tuberías, conectada a la red del desagüe local.

CAPITULO IV

CALCULO MECANICO

4.1 CALCULO DE LAS CARGAS ESTATICAS

Como se ha mencionado anteriormente, la máquina estará compuesta de un soporte fijo rotativo apoyado en un bastidor estructural y en el otro extremo, otro soporte móvil rotativo que se desplaza longitudinalmente a la máquina, adecuándose a la longitud del tubo que se quiera corrugar.

En el Croquis N° 4.1 se puede apreciar las características principales consideradas de la máquina corrugadora.

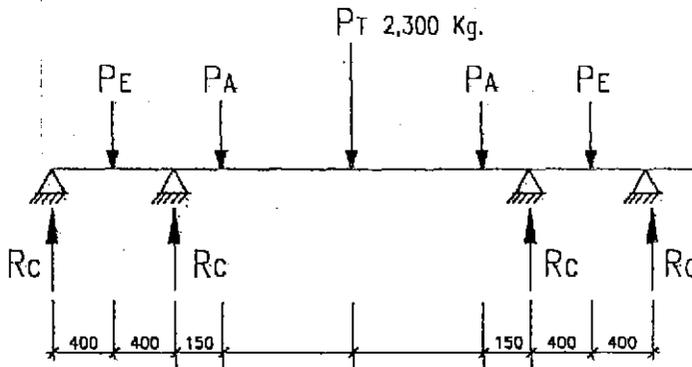
4.1.1 Metrado de Cargas Actuantes

$P_A = 420 \text{ kg} \rightarrow$ (peso de soportes giratorios).

$P_T = 2300 \text{ kg} \rightarrow$ (peso tubo a corrugar de mayor dimensión, se incluye 10% de sobrecarga).

$P_E = 150 \text{ kg} \rightarrow$ (peso estimado de cada uno de los ejes).

a) **Cálculo de las reacciones en los cojinetes.**



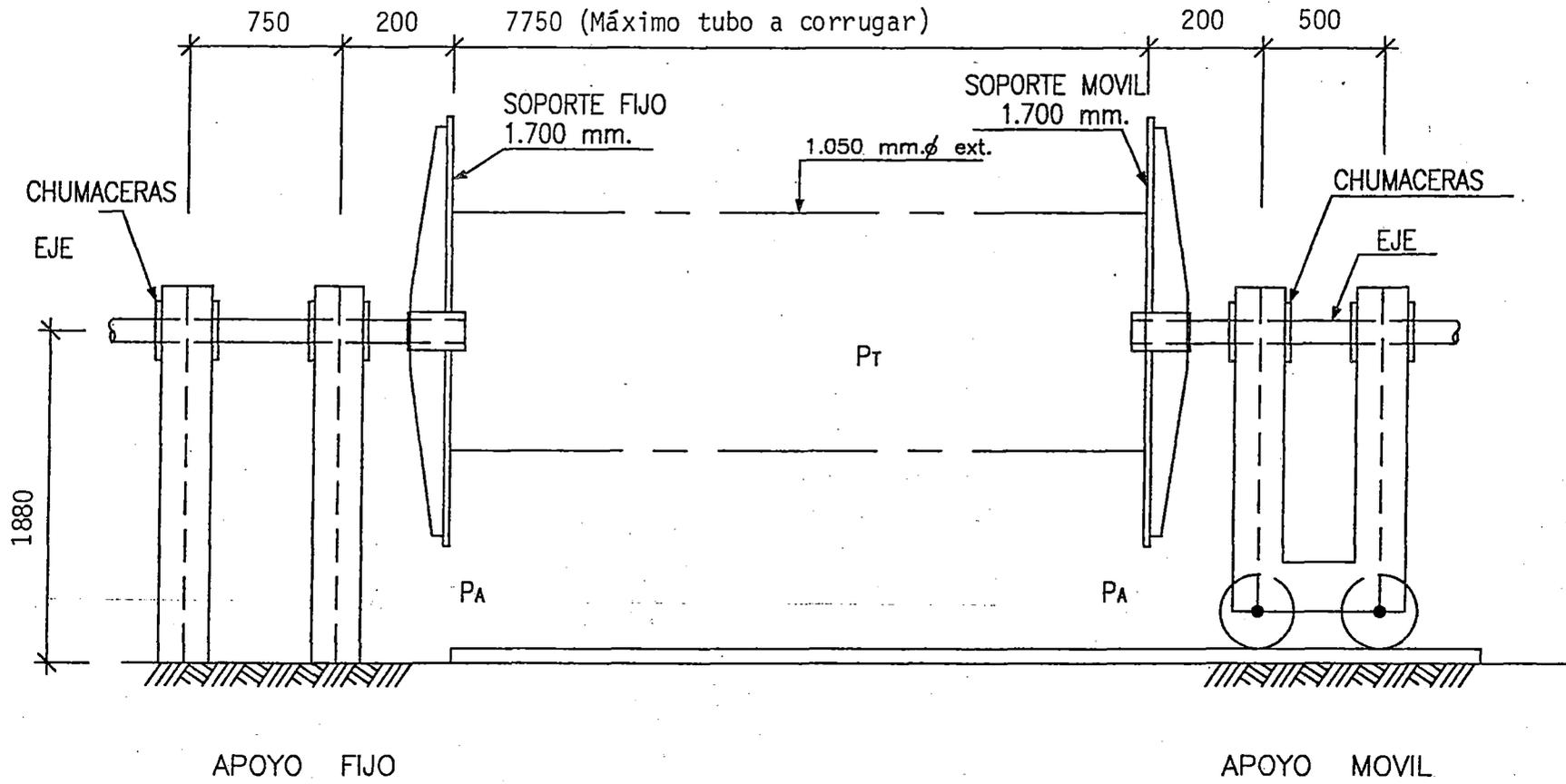
$$R_c = \frac{2P_A + 2P_E + P_T}{4} = \frac{2 \times 420 \text{ kg} + 2 \times 150 \text{ kg} + 2300 \text{ kg}}{4}$$

$$R_c = \frac{3440 \text{ kg}}{4} = 860 \text{ kg (reacción en los apoyos de los cojinetes)}$$

Sin embargo, en cada apoyo se considera 2 cojinetes (total 4 cojinetes), entonces:

$$R_c = 860 \text{ kg (Reacción en cada cojinete).}$$

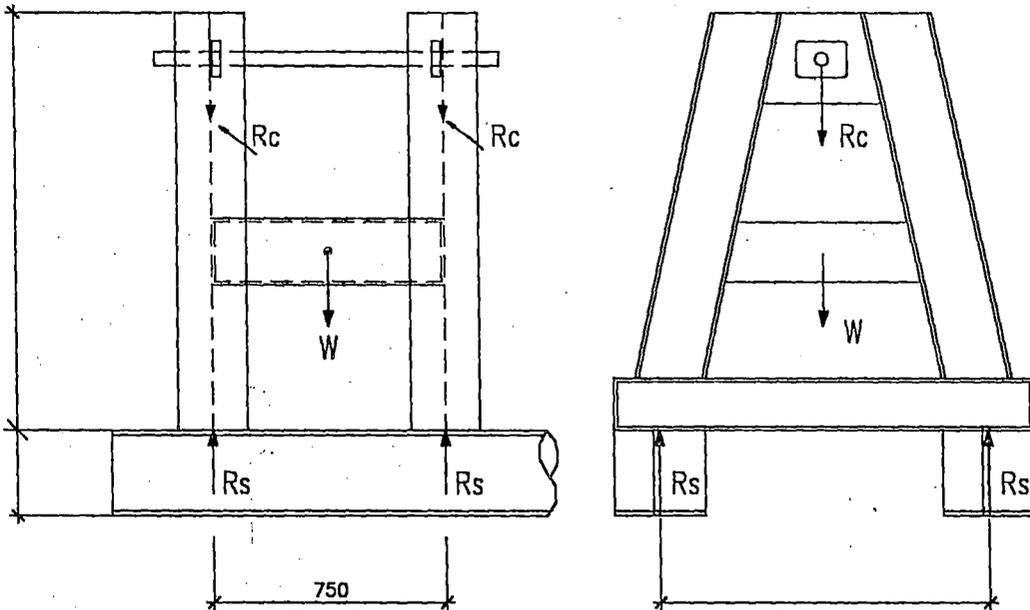
52



CROQUIS N°4.1

b) Cálculo de las reacciones en los apoyos inferiores.

b.1 Soporte fijo



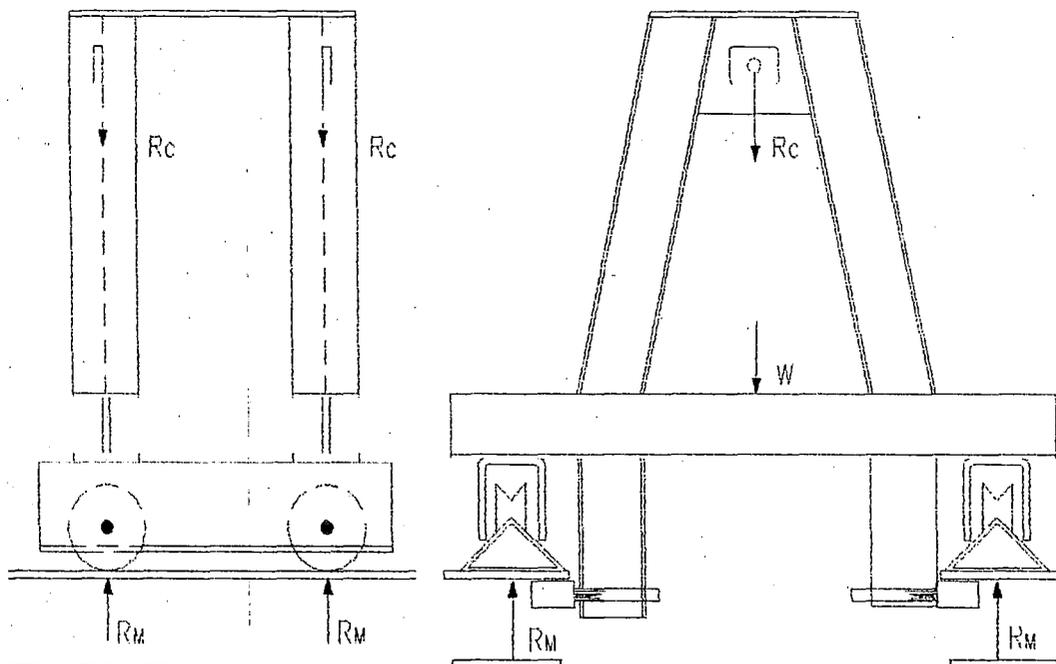
$R_c = 860 \text{ kg}$ (Reacción en cada cojinete, determinado en punto 4.1.1.a.).

$W = 700 \text{ kg}$. (Peso estimado de la estructura soporte).

$$R_s = \frac{2R_c + W}{4} \quad (\text{Reacción en apoyo inferior del soporte}).$$

$R_s = 605 \text{ kg}$. Reacción en cada uno de los 4 apoyos fijos.

b.2 Soporte móvil



$R_c = 860$ kg (reacción en cada cojinete, determinado en punto 4.1.1.a).

$W = 700$ kg. (peso estimado en estructura soporte).

$$R_M = \frac{2 \times 860 + 700}{4} = 605 \text{ kg}$$

$R_M = 605$ kg Reacción en cada uno de las ruedas del soporte móvil.

4.2 CALCULO DE LA RESISTENCIA AL DESLIZAMIENTO

Durante la rotación del tubo, en el proceso del conformado de la corrugación, se produce una resistencia al deslizamiento producida por el empuje del rodillo-matriz.

La resistencia al deslizamiento viene dado por la siguiente expresión. (conforme se muestra en la pagina 3-24 del Manual del Ingeniero Mecánico de Marks).

$$P = fr.L \quad \dots (1)$$

Donde: P = resistencia a la rodadura en kg.

$fr = 0.088$ coeficiente de deslizamiento, entre ruedas de acero y rieles de acero. Tomado para este caso en forma aproximada, según pag. 3-27 del Manual de Marks.

$L = ?$ (fuerza necesaria para producir la deformación).

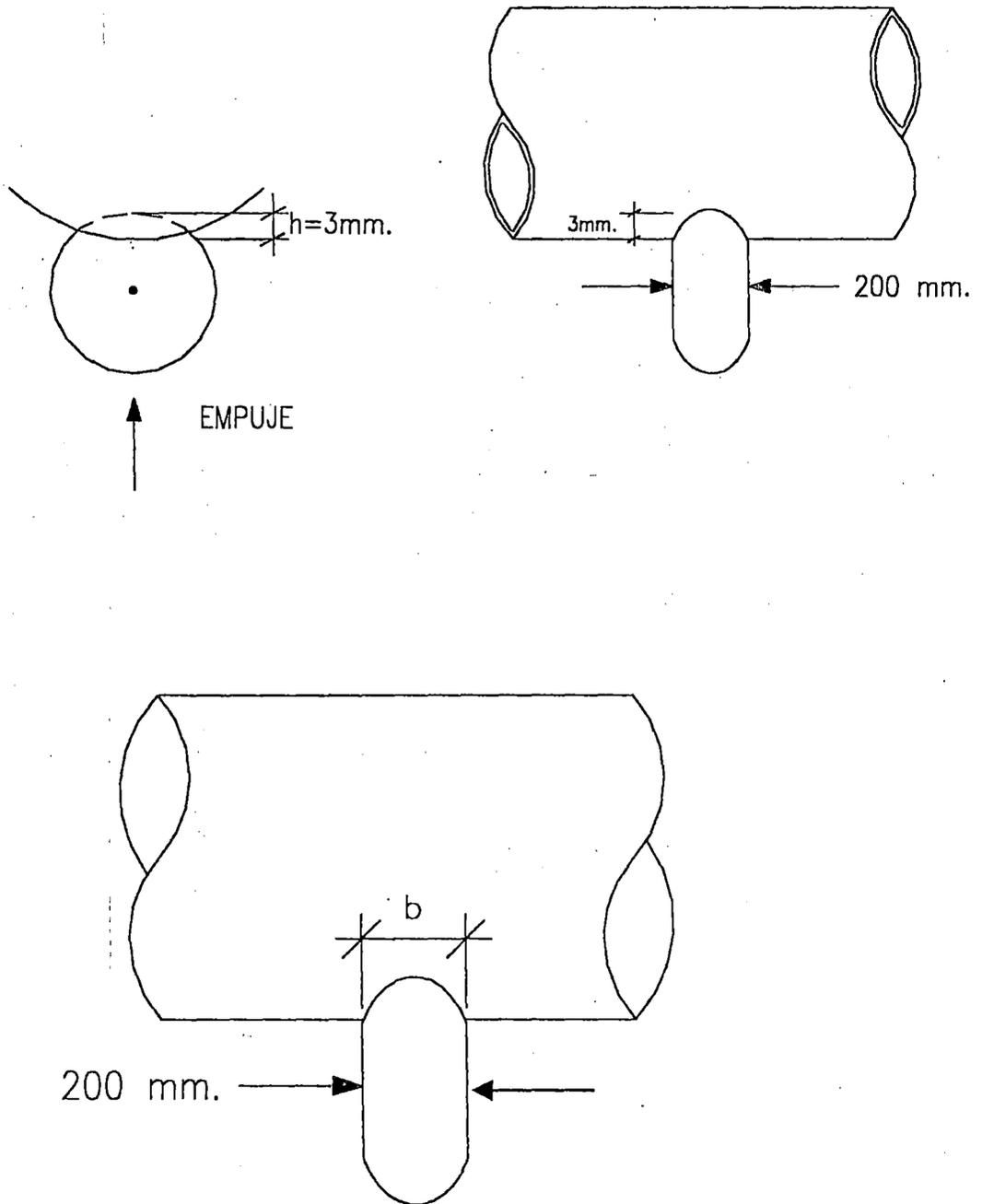
4.2.1 Determinacion de carga aplicada para el conformado.

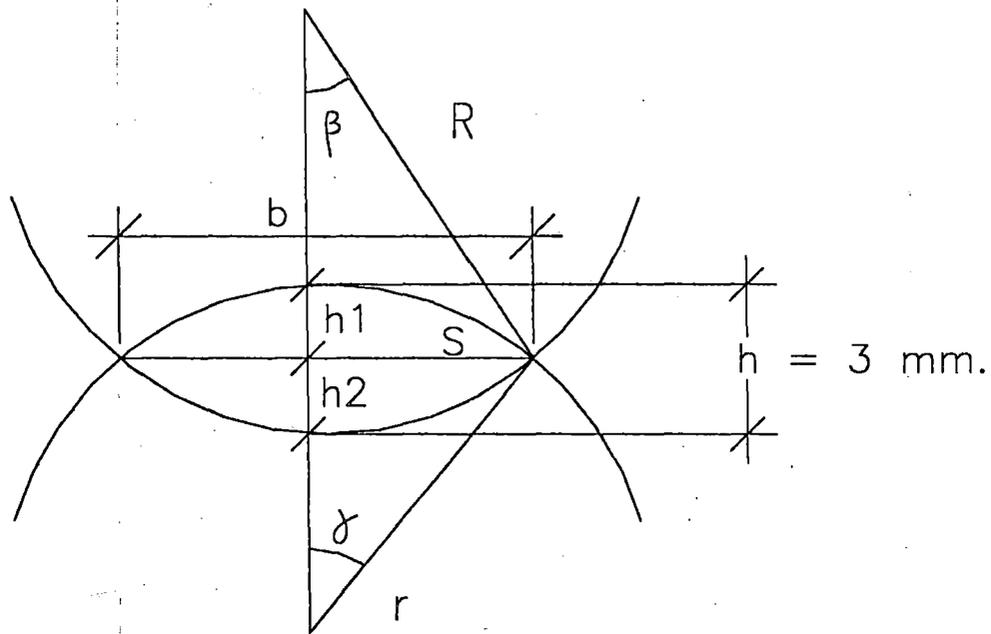
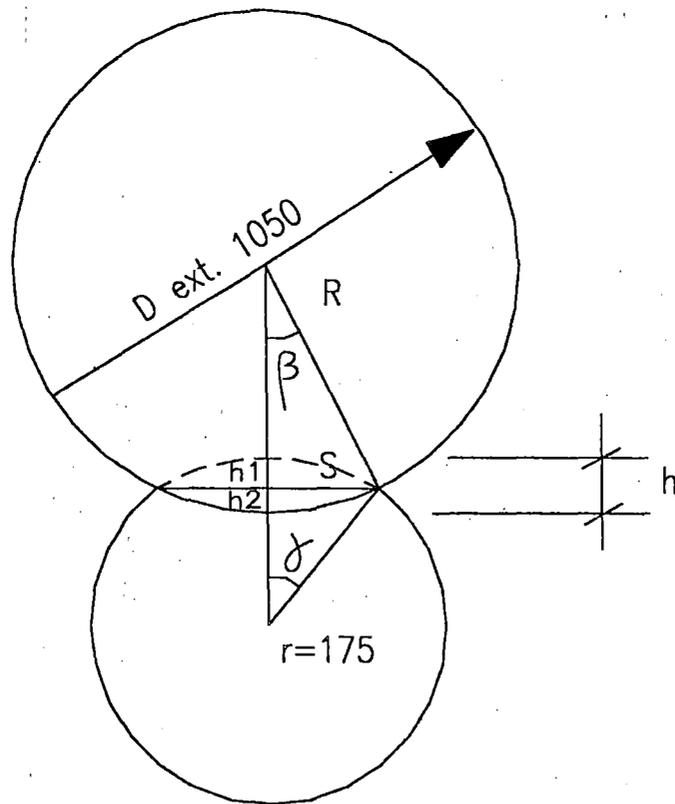
Esta carga se evaluará bajo 2 conceptos:

- a) como la fuerza que produce un pequeño dobléz en el tubo.
- b) Aplicando la teoría del embutido.

Previamente consideramos, que durante ele conformado, se produce un aplastamiento, como máximo de 3mm de profundidad, debido al avance del rodillo matriz, cuya regulación de empuje será mediante una gata mecánica o tornillo de potencia.

Entonces se producirá lo siguiente:





Resolviendo:

$$S = \text{sen } \beta \times R$$

$$S = \text{sen } \alpha \times r \quad \text{igualando} \rightarrow \text{sen } \beta = \frac{r}{R} (\text{sen } \alpha)$$

$$\text{sen}^2 \beta = \left(\frac{r}{R}\right)^2 (\text{sen}^2 \alpha) \quad \dots (1)$$

$$h_1 = r (1 - \cos \alpha)$$

$$h_2 = R (1 - \cos \beta) \quad \text{Sumando} \rightarrow h_1 + h_2 = r(1 - \cos \alpha) + R(1 - \cos \beta) \dots (2)$$

Reemplazando datos: $R = 525 \text{ mm}$, $r = 175 \text{ mm}$ y

$$h_1 + h_2 = 3 \text{ mm.}$$

en Ecuación N° 1 se tiene :

$$\text{sen}^2 \beta = \left(\frac{175}{525}\right)^2 \times \text{sen}^2 \alpha$$

$$\text{sen}^2 \beta = \frac{1}{9} \times \text{sen}^2 \alpha \quad \dots (1a)$$

Reemplazando datos en Ecuación N° 2.

$$3 = 175 (1 - \cos \alpha) + 525 (1 - \cos \beta)$$

$$3 = 175 - 175 \cos \alpha + 525 - 525 \cos \beta$$

$$3 = 700 - 175 \cos \alpha + 525 \cos \beta$$

$$-697 = -175 \cos \alpha - 525 \cos \beta$$

$$\cos \beta = \frac{697 - 175 \cos \alpha}{525}$$

$$\cos \beta = 1.327 - 0.333 \cos \alpha \quad ..(2a)$$

Transformando (1a) se tiene:

$$1 - \cos^2 \beta = \frac{1}{9} (1 - \cos^2 \alpha)$$

Reemplazando 2a en 1a.

$$1 - (1.327 - 0.333 \cos \alpha)^2 = 0.111 (1 - \cos^2 \alpha)$$

$$1 - (1.761 - 0.884 \cos \alpha + 0.111 \cos^2 \alpha) = 0.111 - 0.111 \cos^2 \alpha$$

$$1 - 1.761 + 0.876 \cos \alpha - 0.11 \cos^2 \alpha = 0.111 - 0.111 \cos^2 \alpha$$

$$\cos \alpha = \frac{0.111 + 1.751 - 1}{0.872} = \frac{0.872}{0.876} = 0.995$$

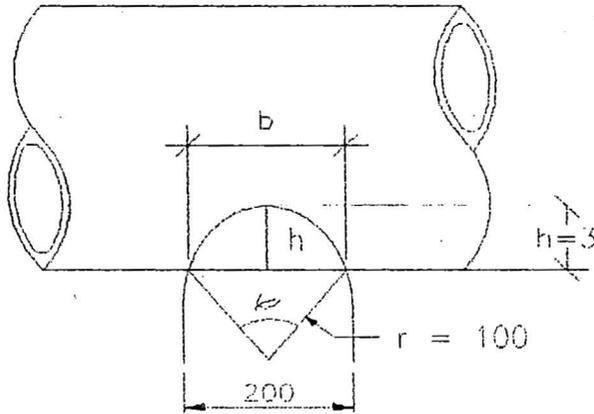
$$\cos \alpha = 0.995 \Rightarrow \alpha = 5.7^\circ$$

Entonces:

$$S = \text{sen } \alpha \times r = 0.099 \times 175 = 17$$

$$l = 2S = 34 \text{ mm.}$$

Cálculo de la longitud



$$h = r \left(1 - \cos \frac{\varphi}{2} \right)$$

$$3 = 100 \left(1 - \cos \frac{\varphi}{2} \right)$$

$$3 = 100 - 100 \cos \frac{\varphi}{2}$$

$$-97 = -100 \cos \frac{\varphi}{2} \rightarrow \cos \frac{\varphi}{2} = \frac{97}{100} = 0.97$$

$$\frac{\varphi}{2} = 15.6^\circ \rightarrow \varphi = 31.2^\circ$$

$$b = 2r \sin \frac{\varphi}{2} = 2 \times 100 \times \sin (15.6^\circ)$$

$$b = 2 \times 100 \times 0.268 = 54 \text{ mm.}$$

RESUMEN :

$h = 3$ mm (profundidad o altura del aplastamiento).

Se ha considerado en forma conservadora $h = 3$ mm para efectos de cálculos. Pudiendo haber sido $h = 1$ mm, debido a que el empuje para la corrugación es gradual. Es decir, el avance o profundidad se va incrementando paulatinamente.

$l = 34$ mm. (ancho del aplastamiento)

$b = 54$ mm (longitud del aplastamiento)

a) Cálculo de la fuerza de deformación, bajo el concepto de doblez.

Conforme se menciona en la página N° 92 del libro "Troquelado y Estampación" de Tomás López Navarro, la fuerza necesaria, para producir esta deformación por doblez, está dado por la siguiente ecuación :

$$L = \frac{2 \tau d b S^2}{3l}$$

Donde :

$L =$ (Fuerza necesaria producir el doblez en una plancha).

$\tau_R =$ Resistencia a la tracción. Para este caso se usará planchas de acero al carbono calidad ASTM A-515 grado 70. Siendo su resistencia a la tracción 70,000 PSI (49.3 Kg/ mm²). Sin embargo como el proceso del corrugado, se realiza con el

material en caliente (aprox. 500 °C). Esta resistencia disminuye y el material se vuelve a la vez más dúctil.

En el libro "El proyecto de Ingeniería Mecánica" de Joseph Shigley. Capítulo 4.17 donde se observa una curva que relaciona variación de las propiedades de un material, para diferentes temperaturas, según esta curva a una temperatura de 500 ° C, la resistencia a la rotura de un material, disminuye a un 60 % de la resistencia a temperaturas bajas. De acuerdo a este concepto, podemos afirmar que la resistencia a la rotura o tracción del acero calidad ASTM-A 515 grado 70 será:

$$\tau_r = 0.60 \times 49.3 \text{ Kg/mm}^2 = 30 \text{ Kg/mm}^2$$

$\tau_d = 3 \tau_R$ esfuerzo de deformación permanente.

$$\tau_d = 3 \times 30 \text{ kg/mm}^2 = 90 \text{ kg/mm}^2$$

$b = 54 \text{ mm}$ longitud del dobléz

$l = 34 \text{ mm}$ ancho del dobléz.

$S = 12 \text{ mm}$ espesor de la plancha o tubo a corrugar.

Reemplazando :

$$L = \frac{2 \times \tau_d \times b \times S^2}{3l}$$

$$L = \frac{2 \times 90 \text{ kg/mm}^2 \times 54 \text{ mm} \times (12 \text{ mm})^2}{3 \times 34 \text{ mm}} = 13,722 \text{ kgs.}$$

Asumimos: 13,700 kg.

b) Considerando presión necesaria para embutir.

Determinar la presión necesaria para la embutición no es un problema sencillo y fácil de resolver, mediante una fórmula general, si se tiene presente que la embutición consiste en una deformación plástica del material, comprenderemos que el esfuerzo deformativo máximo se producirá en el instante en el que el punzón o matriz "ataca" a la chapa metálica que debe deformar, siguiendo una Ley Logarítmica de variación de la presión requerida, conforme la presión del punzón va descendiendo.

Para piezas de figura regular, es posible determinar con bastante exactitud, la presión requerida para efectuar la embutición, para ello es recomendable conocer previamente la profundidad del embutido por la relación d/D , mediante la siguiente ecuación (indicada en la página 123 del libro "Troquelado y Estampación" de Tomás López Navarro. Cuarta Edición ampliada).

$$P_z = \pi d \cdot s \cdot m \cdot k_2$$

Donde :

P_z = presión requerida para efectuar la embutición.

d = 34 mm diámetro del punzón

D = 54 mm diámetro de la plancha

m = 0.60 coeficiente que depende de la relación d/D tomado del Libro antes indicado, página 124.

$k_2 = 30 \text{ kg/mm}^2$ Resistencia a la tracción del material (acero ASTM A-515°C a 500°C).

$S = 12 \text{ mm}$ espesor.

$$P_z = \pi \times 34 \text{ mm} \times 12 \text{ mm} \times 0.60 \times 30 \text{ kg/mm}^2 = 23,000 \text{ kg}$$

(Tubo 1,050 mm ϕ)

$$P_z = 19,000 \text{ Kg (Tubo de 1,580 mm}\phi)$$

Reemplazando en Fórmula N° 1 del Inciso 4.2

$$P = 0.088 \quad L = 0.088 \times 23,000 \text{ kg} = 2,024 \text{ kg (tubo 1.050 m}\phi)$$

$$P = 0.088 \quad L = 0.088 \times 19,000 \text{ kg} = 1,680 \text{ kg (tubo 1.58 m}\phi)$$

\therefore La resistencia a la rodadura es: 2,024 kg y 1,680 kg.

Momento resistente rodadura:

$$M_R = 2,024 \times \frac{1.050}{2} \text{ m} = 1,060 \text{ kg-m.}$$

Momento resistente Rodadura:

$$M_R = 1,680 \times \frac{1.58}{2} \text{ m} = 1,330 \text{ kg-m}$$

Tomamos el mayor $M_R = 1,330 \text{ kg-m.}$

4.3 RESISTENCIA AL GIRO DE LOS COJINETES

Según el libro: "Equipos de Elevación y Transporte" de Ernest Blume, se tiene que la resistencia a la rodadura de los cojinetes, viene dado por:

$$M_G = H.d.\mu \text{ Momento resistente.}$$

Donde:

$H = 860 \text{ kg}$ (carga radial en el cojinete, calculado en punto 4.1.1a).

$d = 6 \text{ pulg (152 mm)}$ (Diámetro estimado del eje).

$\mu = 0.1$ (coeficiente de fricción de cojinetes ordinarios).

Reemplazando:

$$M_G = 860 \text{ kg} \times 0.152 \text{ m} \times 0.10 = 13 \text{ kg-m.}$$

$M_G = 13 \text{ kg-m.}$ Momento resistente en cada uno de los cojinetes.

4.4 CALCULO DEL TORQUE NECESARIO PARA MOVER LA MAQUINARIA.

La carga a mover estará compuesta por las siguientes fuerzas en movimiento.

4.4.1 Carga debido a rotación de la máquina.

$$M = I \times \alpha$$

Donde: M = momento no balanceado en Lb-pie.

I = momento de inercia de las masas.

α = aceleración angular (radianes/seg²).

- Aceleración angular (α)

La velocidad angular de operación es de 1 RPM, conforme se determinó en el punto 2.4 de la presente tesis.

$$W = \frac{2 \pi N}{60} = 0.104 \text{ rev/seg.}$$

$$t = 1 \text{ seg.}$$

Considerando la velocidad angular inicial $W_0 = 0$ en el momento de inicio de rotación, tenemos:

$$W = W_0 = 0$$

Pero, $W_0 = 0$

$$W = \alpha t$$

$$\alpha = \frac{w}{t} = 0.104 \frac{\text{rad}}{\text{seg}} \text{ Aceleración angular hasta alcanzar la velocidad de régimen constante.}$$

$$\theta = \omega_0 t + \frac{1}{2} \alpha t^2 \quad \rightarrow (\omega_0 = 0)$$

$$\theta = \frac{1}{2} \alpha t^2 = \frac{1}{2} \times 1 \times (1)^2 = 0.5 \text{ rad. (ángulo de desplazamiento)}$$

Cálculo del Momento de Inercia de las masas.

Se determinará de todos los cuerpos en rotación, previamente se calculará la aceleración tangencial de cada uno de ellos.

Aplicando las fórmulas:

$$V_t = \frac{\pi D N}{12} \quad \text{y} \quad a_t = \frac{V_t}{t}$$

Donde:

V_t = velocidad periférica (pie/min).

D = diámetro exterior (pulg).

N = RPM.

a_t = Aceleración periférica lineal (pie/min²).

t = tiempo (seg).

| Elemento | D Pulg. | N RPM | t Tiempo | Vt pie/min | at pie/min ² (m/seg ²) |
|-------------|------------|----------|-------------|---------------|---|
| Apoyo móvil | 67.0 | 1 | 1 | 17.5 | 1052 (0.089) |
| Tubo (1) | 41.4 | 1 | 1 | 10.8 | 650 (0.055) |
| Tubo (2) | 62.2 | 1 | 1 | 16.3 | 978 (0.082) |
| Eje | 6.0 | 1 | 1 | 1.57 | 95 (0.008) |

- **De los apoyos móviles**

Consideramos un cilindro circular macizo y conforme al punto 3.10 del Manual del Ingeniero Mecánico de Marks tomo I tenemos:

$$I_a = \frac{M r^2}{2}$$

Donde: I_a = momento de inercia de masa de los apoyos.

$$M = \frac{W}{g} \text{ masa del cuerpo kg}$$

g = aceleración de la gravedad.

r = radio del cuerpo.

w = peso del cuerpo.

$$I_a = \frac{420 \text{ kg} \times (0.85 \text{ m})^2}{9.81 \text{ m/seg}^2 \times 2} = 15.5 \text{ kg-m-seg}^2$$

- De los tubos

$$I_T = \frac{\pi m a (r_1^4 - r_2^4)}{2}$$

Donde:

$$m = \frac{\rho}{g} \quad \text{masa por unidad de volumen.}$$

r_1 = radio interior

r_2 = radio exterior

a = longitud

δ = peso específico del acero.

g = aceleración de la gravedad.

| TUBO | m | a | Dext. $r_1 = \frac{\quad}{2}$ | Dint. $r_2 = \frac{\quad}{2}$ | I_T kg-mxseg |
|----------------------|-----|-------|----------------------------------|----------------------------------|-------------------|
| 1050φx760 x 12 mm | 800 | 7,600 | 0.525 | 0.5125 | 66 |
| 1580φx6200 | 800 | 6,200 | 0.790 | 0.78 | 151 |

Justificación del Cálculo:

$$m = \frac{7850 \text{ kg/m}^3}{9.81 \text{ m/seg}^2} = 800 \frac{\text{kg} \times \text{seg}^2}{\text{m}^4}$$

$$a = 7,650 \text{ mm (para hogar de caldero 1,200 HP).}$$

$$a = 6,200 \text{ mm (alternativa, para hogar de caldero 800 H.P.).}$$

$$\pi \times 800 \frac{\text{kg} \cdot \text{seg}^2}{\text{m}^4} \times \frac{7.6 \text{ m}}{2} [(0.525)^4 - (0.5125)^4] \text{ m}^4$$

$$I_T = 66 \text{ kg} \cdot \text{m} \times \text{seg}^2$$

Del cuadro seleccionamos el tubo más desfavorable que es:

$$I_{(2)} = 151 \text{ kg} \times \text{m} \times \text{seg}.$$

- De los ejes.

$$I_E = \frac{M r^2}{2}$$

$$M = \frac{250 \text{ kg}}{9.81 \text{ m/seg}^2} = 25.5 \frac{\text{kg} \times \text{seg}^2}{\text{m}} \quad (\text{masa de c/u de los ejes})$$

$$r = \frac{0.152 \text{ m}}{2} = 0.076 \text{ m} \quad (\text{radio del eje})$$

$$I_E = \frac{25.5 \frac{\text{kg}\cdot\text{seg}^2}{\text{m}} \times (0.076 \text{ m})^2}{2} = 0.074 \text{ kg}\cdot\text{m}\cdot\text{seg}^2$$

El momento de Inercia total de la masa en movimiento será:

$$I_{\text{total}} = 2I_a + I_T + 4I_E$$

$$I_{\text{total}} = (2 \times 15.5 + 151 \times 4 \times 0.074) \text{ kg}\cdot\text{m}\cdot\text{seg}^2$$

$$I_{\text{total}} = 182 \text{ kg}\cdot\text{m}\cdot\text{seg}^2$$

El torque o momento torsor requerido para la masa en movimiento es:

$$M_T = F \times r = I_{\text{total}} \times \alpha$$

$$M_T = 182 \text{ kg}\cdot\text{m}\cdot\text{seg}^2 \times 0.104 \frac{1}{\text{seg}^2} = 20 \text{ kg}\cdot\text{m} (137 \text{ lb}\cdot\text{pie})$$

$$M_T = 137 \text{ Lb}\cdot\text{pie}.$$

El torque necesario para mover o hacer girar la carga.

$$\text{Torque} = M_T + M_R + 4 M_G$$

$$\text{Torque} = 20 \text{ kg}\cdot\text{m} + 1,330 \text{ kg}\cdot\text{m} + 4 (13 \text{ kg}\cdot\text{m})$$

$$\text{Torque} = 1,402 \text{ kg}\cdot\text{m} (10,116 \text{ Lb}\cdot\text{pie})$$

Torque necesario = 10,200 Lb-pie

4.5 POTENCIA REQUERIDA

$$\text{Potencia} = \frac{\text{Torque (Lb-pie)} \times N \text{ (Rev./min)}}{5252 \text{ (Lb-pie-rev)/HP} \times \text{min.}}$$

$$\text{Potencia} = \frac{10,200 \text{ Lb-pie} \times 1 \text{ RPM}}{5252 \text{ (Lb-pie-rev.)/HP} \times \text{min}}$$

$$\text{Potencia} = 1.92 \text{ HP}$$

Esta potencia es, en la condición más desfavorable que se pueda presentar durante, la operación de la máquina corrugadora, es decir:

| | | |
|----------------------------|---|---|
| Tubo de mayor diámetro | = | 1,580 mm. |
| Tubo de mayor longitud | = | 7,600 mm. |
| Tubo de mayor peso | = | 2,150 mm. |
| Profundidad de deformación | = | 3 mm. (situación bastante conservadora, en operación normal debe ser de 0.5 a 1 mm.). |

4.6 SELECCION DEL SISTEMA DE TRANSMISION

Para generar la rotación de la corrugadora (transmisión del torque) seleccionaremos el más adecuado, de los 3 sistemas usuales que existen:

- a) Sistema de transmisión por fajas.
- b) Sistema de transmisión por cadena de rodillos.
- c) Sistema de transmisión por engranajes.

El sistema de transmisión más adecuado para nuestro caso, será el de transmisión por cadenas de rodillos. Debido a que los otros sistemas presentan los siguientes inconvenientes:

- El sistema de transmisión por fajas, reduciría su vida útil y perdería su eficiencia por efectos del calor, debido a que trabajaría en zona relativamente caliente.
- El sistema de transmisión por engranajes, tampoco sería conveniente, por resultar antieconómico y antitécnico. La corrugadora rotará a baja velocidad, siendo los engranajes generalmente para altas velocidades.

4.6.1 Evaluación de la velocidad de rotación en el eje motriz.

En el punto 2.4, se ha determinado que la velocidad de rotación en el eje conducido es de 1 RPM; sin embargo, es conveniente que la reducción de velocidad, entre los ejes motriz (RPMm) y conducido (R.P.Mc) sea lo mayor posible, a

fin de obtener el motor o motorreductor más económico, que normalmente es el de mayor R.P.M. de salida.

$$\frac{\text{RPM}_{\text{motriz}}}{\text{RPM}_{\text{conducido}}} \approx \text{mayor posible}$$

Esta condición está limitada por el espacio disponible, entre los ejes y diámetro de las ruedas para cadenas que se utilizará. Es decir $c \approx 1,600$ a $1,700$ mm (63 a 67 pulgs).

De acuerdo a lo indicado en las diferentes bibliografías sobre el tema, la distancia entre centros óptima, "c" es entre 30 y 50 pasos. Teniendo en consideración esta premisa, para que $c \approx 63$ a 67 pulgs cumpla con esta condición, se tendrá que utilizar cadenas de $1 \frac{1}{4}$ pulg/paso a 2 pulg/paso.

Además, la máxima reducción recomendable para simple reducción es 8, lo cual implicaría que la velocidad del eje motriz sería: $8 \times 1 \text{ RPM} = 8 \text{ RPM}$.

Si consideramos una reducción de 2 etapas, se tendría la posibilidad de obtener mayor velocidad en el eje conducido, que podría ser:

$$m_1 = \text{relación velocidad 1ra. etapa} = 6 \text{ a } 8 :$$

Reducción máxima recomendada en diferentes bibliografías.

$$m_2 = \text{relación velocidad 2da. etapa} = 3 :$$

Se asume esta relación = 3, debido a que es la óptima para tener ángulo de contacto mayor a 120° y además

por falta de espacio, no podemos utilizar reducciones mayores.

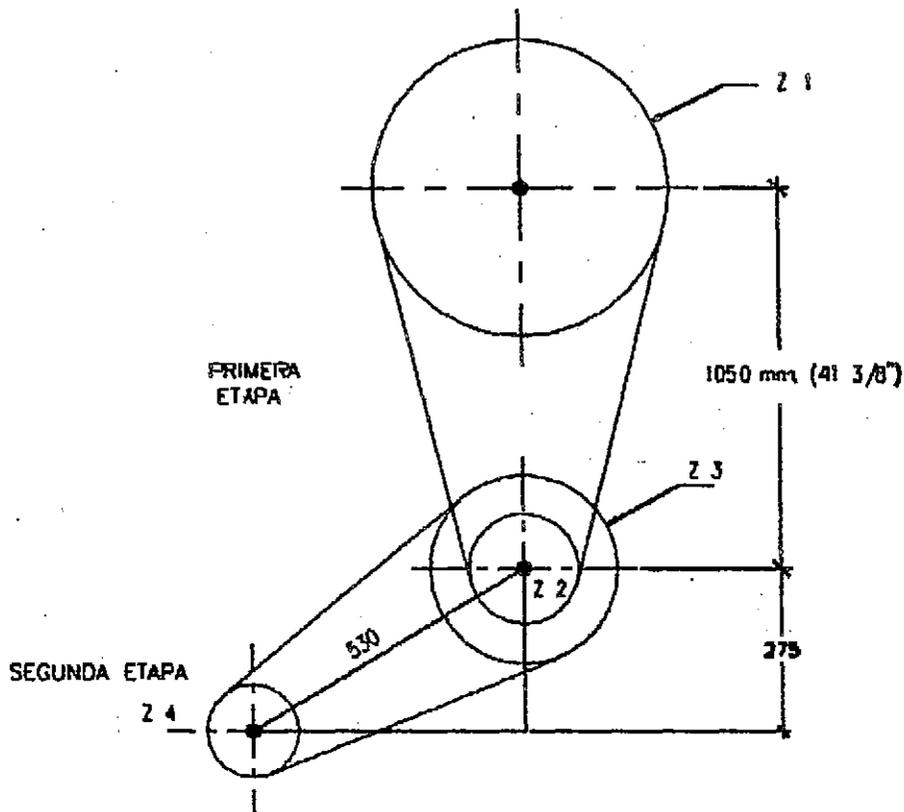
En consecuencia, considerar una reducción de 3 etapas, no sería conveniente por razones de espacio.

Por lo tanto, asumimos un sistema de transmisión por cadena en 2 etapas y con velocidad de rotación en el eje motriz entre $RPM_m = 6 \times 3 = 18 \text{ RPM}$ a $8 \times 3 = 24 \text{ RPM}$.

Tomamos el intermedio $RPM_{motriz} = 20 \text{ RPM}$.

Corrigiendo $m_1 = \text{relación velocidad 1ra. etapa} = 20/3 \text{ RPM} = 6.66$.

El sistema propuesto sería:



Verificando el sistema propuesto.

PRIMERA ETAPA

$$Z_2 = 21 \text{ dientes (recomendado para rueda motriz, en diferentes libros)}$$

$$Z_1 = m_1 \times Z_2$$

$$Z_1 = 6 \times 21 \text{ dientes} = 128 \text{ dientes (número dientes rueda conducida N° 1).}$$

$$\text{RPM}_1 = 1$$

$$\text{RPM}_2 = 6.66 \times 1 = 6.66 \text{ RPM}$$

SEGUNDA ETAPA

$$Z_4 = 19 \text{ dientes (recomendado para rueda de motriz).}$$

$$Z_3 = 3 \times 19 \text{ dientes} = 57 \text{ dientes.}$$

$$\text{RPM}_3 = \text{RPM}_2 = 6.66 \text{ RPM.}$$

$$\text{RPM}_4 = 20 \text{ RPM (velocidad que deberá tener el motor o reductor).}$$

4.7 SELECCION DEL ELEMENTO MOTRIZ

4.7.1 Potencia Estimada

La potencia necesaria en el motor estará dada por:

$$P_{\text{motor}} = \frac{\text{Peje conducido N° 1}}{\eta_{\text{cadena}} \times \eta_{\text{cojinete}} \times \eta_{\text{acoplamiento}}}$$

Donde:

Peje conducido = 1.92 H.P. Potencia en el eje conducido

$\eta_{cadena} = 0.96$ Eficiencia de las 2 etapas de transmisión por cadena 0.98×0.98 .

$\eta_{cojinete} = 0.68$ Eficiencia en cojinetes que se utilizarán en la transmisión, aproximadamente 4 (2 por etapa), $4 \times 91\%$.

$\eta_{acoplamiento} = 0.8$ Se utilizaría (uno), para el acople del sistema transmisión y el eje de motor o reducción.

$$P_{motor} = \frac{1.92 \text{ H.P.}}{0.96 \times 0.68 \times 0.8} = 3.6 \text{ H.P.}$$

Seleccionamos el motor hidráulico CHARLIN, modelo CHARLIN 2007 que tienen las siguientes características.

Torque = 10.5 Lb-pie.

Seleccionamos un motor hidráulico en vez de un eléctrico, porque absorbe mejor las variaciones de torque, que se pueda producir durante el conformado, debido al golpe o choques entre el rodillo y el tubo a corrugar.

4.8 SELECCION DEL SISTEMA DE CADENAS

4.8.1 De la Transmisión 2da. Etapa

Potencia del motor = 3.6 H.P.

Potencia necesaria = $P_{\text{motor}} \times K_s$

Donde:

$K_s = 1.7$ (Coeficiente de servicio, para cadenas de rodillos, en condiciones de choque fuerte y jornada de trabajo de 24 horas continuas).

$P_{\text{motor}} = 3.6 \text{ H.P.}$ (Potencia del motor).

Potencia necesaria = $3.6 \text{ HP} \times 1.7 = 6.12 \text{ AHP.}$

Según la Tabla N° 15.13 Capacidad de Potencia de rodillos (para ruedas de 17 dientes) del Libro "El Proyecto en Ingeniería Mecánica" de Shigley, podemos estimar para la rueda motriz N° 4 de 20 RPM que, pueden usarse cadenas del N° 80, 100 ó 120.

También de la Tabla N° 15-14 de la misma referencia, se tiene el factor K_T , que es el coeficiente de corrección por dientes, porque las potencias dadas en tabla N° 15-13 son para ruedas de 17 dientes. Como la rueda N° 4 es de 19 dientes, se tendrá que corregir la capacidad de potencia por $K_T = 1.11$.

Potencia estimada por hilera cadena N° 80 =

$$2.44 \times 1.11 = 2.70$$

- Potencia estimada por hilera cadena N° 100 =
 $4.67 \times 1.11 = 5.18$
- Potencia estimada por hilera cadena N° 120 =
 $7.91 \times 1.11 = 8.7$
- N° de ramales para cadena N° 80 = $\frac{6.2 \text{ HP}}{2.70 \text{ HP}} = 2.3 \text{ ó } 3$
 ramales
- N° de ramales para cadena N° 100 = $\frac{6.2 \text{ HP}}{5.18 \text{ HP}} = 1.2 \text{ ó } 2$
 ramales
- N° de ramales para cadena N° 120 = $\frac{6.2 \text{ HP}}{8.7 \text{ HP}} = 0.72 \text{ ó } 1$
 ramal

De estas tres, la cadena N° 80 presenta la mejor alternativa debido a que presenta mejores ventajas que las otras, por ejemplo: las cadenas N° 100 y 120 necesitarían ruedas más grandes y el espacio disponible es reducido, el costo sería también mayor.

En consecuencia, para la transmisión por cadenas, para la segunda etapa, elegimos un sistema de TRIPLE CADENA ASA N° 80 (Paso 1 pulg.). Quedando definido lo siguiente:

Rueda Motriz : $N_4 = 19$ dientes.

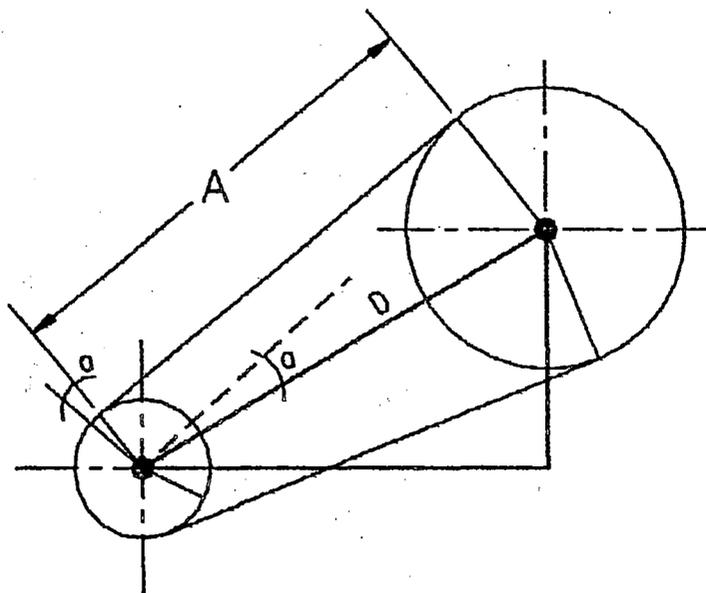
$D_{P_4} = 6.076$ pulg (diámetro de paso)

Rueda conducida: $N_3 = 57$ dientes

$D_{P3} = 18.153$ pulg (diámetro de paso)

4.8.1.1 Verificación de las condiciones del Sistema de la 2da. Etapa.

Para la 2da. Etapa, se ha adoptado el siguiente sistema:



Según lo transcrito en la página 8-60 del Manual de Marks se tiene:

$$a = \text{sen}^{-1} [(R - r)/c]$$

Donde:

- a = ángulo formado por la tangente y la línea de ejes.
- R, r = radios de paso de las ruedas conducida y motriz..
- c = distancia entre centro de ejes.

Reemplazando:

$$a = \text{sen}^{-1} \left[\left(\frac{18.153 \text{ pulg}}{2} - \frac{6.067 \text{ pulg}}{2} \right) / 21 \text{ pulg} \right]$$

$$a = \text{sen}^{-1} (0.287)$$

$$a = 16.7^\circ$$

Por consiguiente, el ángulo de contacto entre la polea motriz de la cadena será:

$$\text{Angulo contacto} = 180 - 2(a).$$

$$= 180 - 2(16.7^\circ) = 146.6^\circ \text{ (aceptable es mayor de } 120^\circ\text{C).}$$

Distancia entre centros :

$$c = 21 \text{ pulgadas.}$$

$$C_p = \frac{21 \text{ pulg.}}{1 \text{ pulg/paso}} = 21 \text{ pasos}$$

(También es aceptable porque es menor de 80 pasos, aunque en la buena práctica, es aceptable entre 30 y 50 pasos, sin embargo en este caso, por razones del espacio reducido, lo aceptamos. Además es menor de 80 pasos).

También como $D-d = 18.153 \text{ pulg} - 6.076 \text{ pulg} = 12.077 \text{ pulg.}$ es menor que $c = 21 \text{ pulg.}$ (Es aceptable).

Por estas consideraciones, se verifica que el sistema propuesto para la 2da. etapa es aceptable y adecuado.

- **Longitud de cadena en pasos (Lp).**

$$L_p = \frac{(N+n)}{2} + a \frac{(N-n)}{180} + 2 C_p \times \cos a$$

$$L_p = \frac{(57 + 19)}{2} + \frac{(16.7)}{180} (57.19) + 2 (21) \times \cos 16.7^\circ$$

$$L_p = 38 + 3.53 + 40.22 = 81.72: \text{ adoptamos } 82 \text{ pasos.}$$

∴ Cadena triple ASA-80 de 82 pasos.

Reajustando la distancia entre centros será: $C = 22.17$ pulg.

4.8.2 De la Transmisión de la 1ra. Etapa

Para el sistema de transmisión por cadenas de la 1ra. etapa, consideramos el mismo tipo de cadena N° ASA-80, debido a que se tiene prácticamente la misma potencia en el eje de la rueda motriz, por lo tanto se adapta:

- Cadena triple ASA-80

- Rueda motriz : $\eta_2 = 21$

$$D_{P2} = 7.027 \text{ pulg.}$$

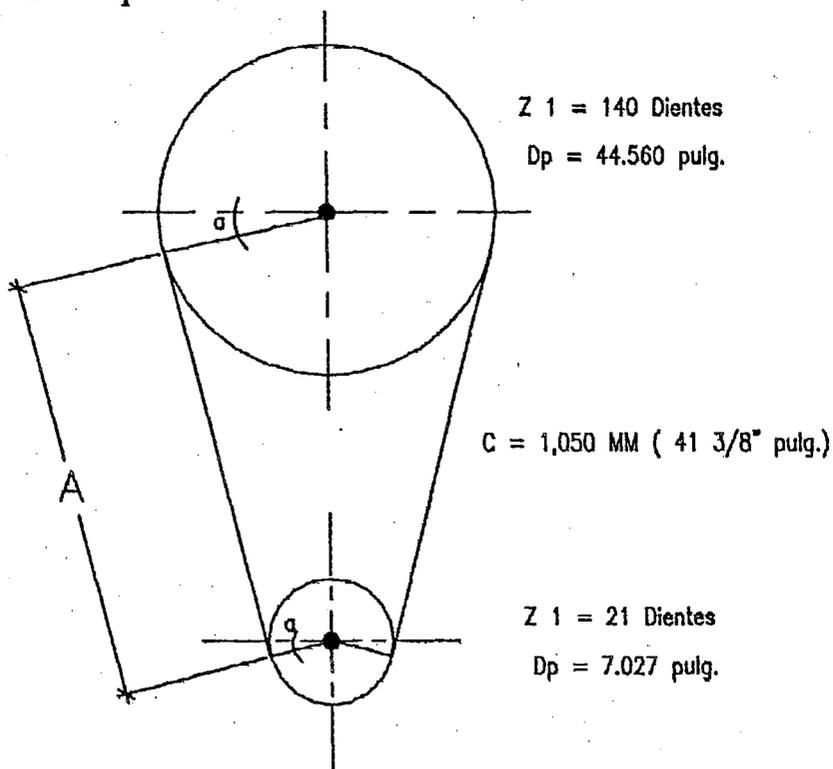
- Rueda conducida: $N_1 = 21 \times 6.6 = 140$ dientes

$$D_{P1} = 44.56 \text{ pulgadas.}$$

4.8.2.1 Verificación del Sistema

Aplicando las mismas ecuaciones consideradas para la

2da. Etapa:



Obtenemos:

$$a = \text{sen}^{-1} \left[\left(\frac{44.56 \text{ pulg}}{2} - \frac{7.027 \text{ pulg}}{2} \right) / 44.375 \text{ pulg} \right]$$

$$a = \text{sen}^{-1} (0.423)$$

$$a = 25^\circ$$

$$\text{Angulo de contacto} = 180^\circ - 2(a) = 180^\circ - 2(25^\circ) = 130^\circ$$

(acceptable)

- Distancia entre centros :

$$C = 41 \frac{3''}{8} \text{ pulg.}$$

$$C_p = \frac{41.375 \text{ pulg.}}{1 \text{ pulg/paso}} = 41.375 \text{ pasos. Aceptable porque está entre } 30 \text{ y } 50 \text{ pasos.}$$

- $(D-d) = 44.56 \text{ pulg} - 7.027 \text{ pulg} = 37.53 \text{ pulg} < c = 41.37 \text{ pulg.}$

Por tanto es aceptable el sistema propuesto, para la segunda etapa.

- **Cálculo de la longitud de la cadena.**

$$L_p = \frac{(N+n)}{2} a + \frac{(N-n)}{180} + 2 C_p \times \cos a$$

$$L_p = \frac{(140+21)}{2} \cdot 27.8 + \frac{(140-21)}{180} + 2 \times 41.375 \times \cos (25^\circ)$$

$$L_p = 80.5 + 18.378 + 74.99 = 173.8 \text{ pasos.}$$

Adoptamos: $L_p = 174$ pasos, longitud de cadena.

- Corrección de la distancia entre centros.

Según ecuación práctica de la página 8-60 del Manual de Marks:

$$L_p = 2 C_p + \frac{N+\eta}{2} + \frac{k(N-n)^2}{C_p}$$

Donde : $N = 140$ dientes

$\eta = 21$ dientes

$L_p = 174$ pasos

$k =$ factor que depende $(N-\eta)/c =$

$$\frac{140 - 21}{41.375} = 2.87$$

(Según tabla $k \approx 0.02570$).

$c =$ distancia entre centros por paso ≈ 41.375 paso. (Como aproximación para hallar "k").

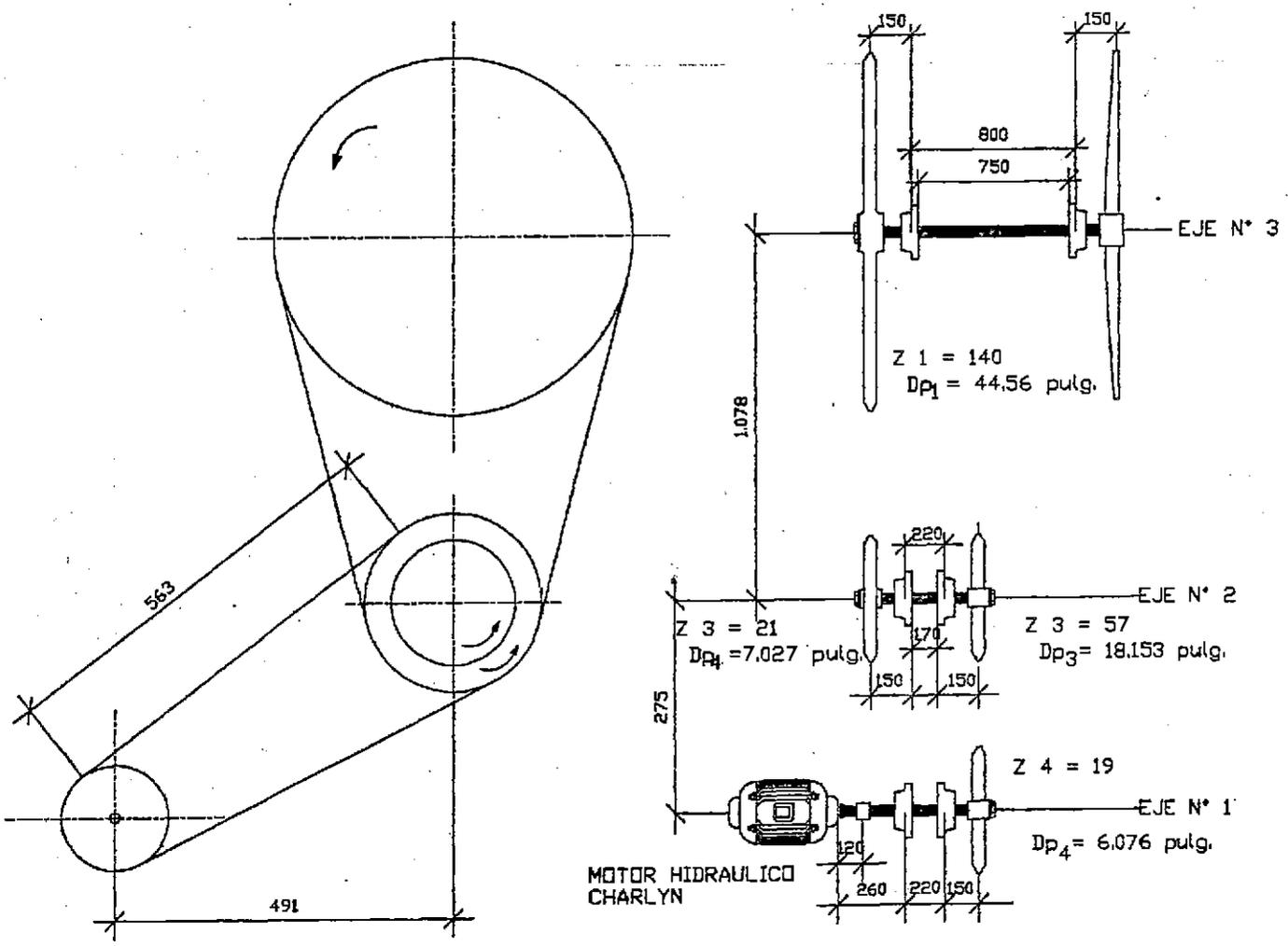
$$174 = 2 \times C_p + \frac{(140+21)}{2} + 0.02570 \frac{(140-21)^2}{C_p}$$

Resolviendo obtenemos: $C_p = 42.465$ paso.

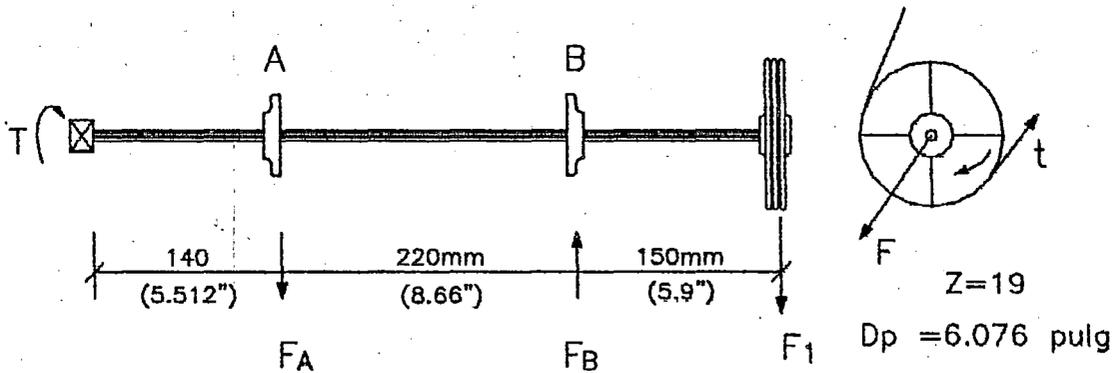
Distancia corregida entre centros:

$$C = 42.465 \text{ pulg (1,078 mm).}$$

4.9 DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN LADO DEL APOYO FIJO



4.9.1 Diseño de la transmisión Eje N° 1



La carga radial (F) al eje, viene dada por la siguiente ecuación: (indicada en la pág. 283 del Catálogo REX).

$$F_4 = \frac{\text{HP} \times 126,000 \times k}{P_D \times \text{RPM}}$$

Donde:

H.P. = 3.6 (potencia transmitida)

P_D = 6.076 pulg (diámetro paso del piñón 19 dientes).

RPM = 20 (velocidad de giro revoluciones x min.)

k = 1.0 (factor de corrección por tensión de cadena).

126,000 = (constante de conversión).

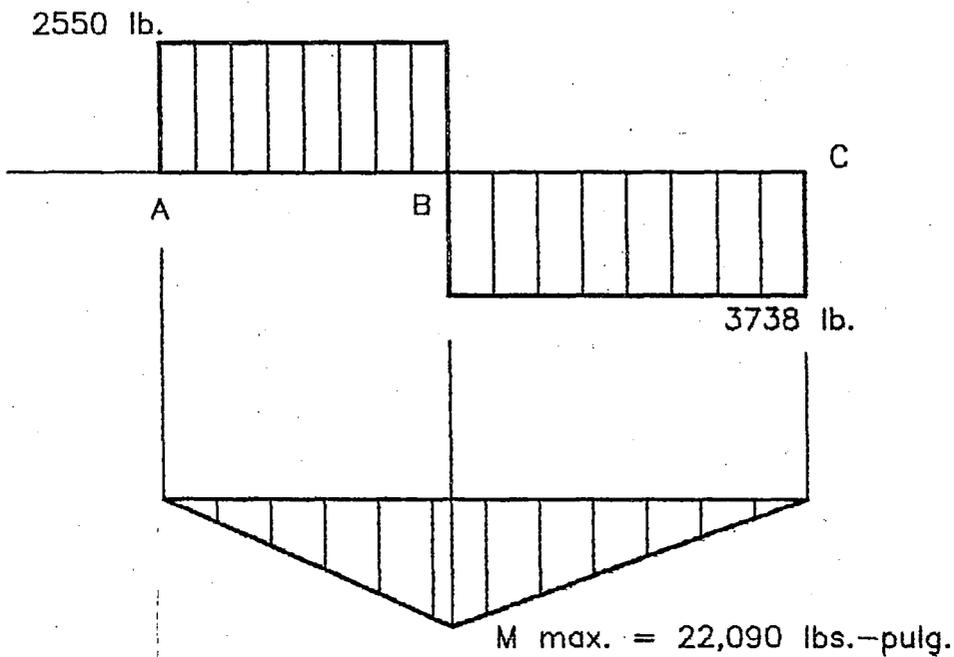
$$F_1 = \frac{3.6 \times 126,000 \times 1}{6.076 \times 20} = 3,738 \text{ Lbs.}$$

- El peso de la rueda aproximadamente 22 Lbs la consideramos despreciable.
- Las reacciones radiales en los soportes o chumaceras :

$$F_A = \frac{F \times 150}{220} = \frac{3,738 \text{ Lb} \times 150}{220} = 2,550 \text{ Lbs.}$$

$$F_B = \frac{F \times 370}{220} = \frac{3,738 \text{ Lb} \times 370}{220} = 6,287 \text{ lbs.}$$

- Diagrama de Esfuerzos Cortantes y Momentos Flectores



4.9.1.1. Cálculo del Eje N° 1. Según el Código ASME.

Aplicando la fórmula de la Norma ASME, tenemos que el diámetro mínimo del eje será:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \times \tau d} \times \sqrt{(K_m \times M_b)^2 + (K_t \times M_t)^2}}$$

Donde:

$M_b = 22,090$ Lb-pulg. (máx. momento flector en punto B)

$$M_T = \frac{F \times P_D}{2} \quad (\text{máx. momento torsional})$$

$$M_T = \frac{3,738 \text{ Lb} \times 6.076 \text{ pulg}}{2} = 11,360 \text{ Lb-pulg}$$

$\tau d =$ esfuerzo cortante de diseño.

Seleccionamos eje de acero calidad AISI 1045.

$$\tau d = 0.30 \times S_{yt} = 0.30 \times 38 \text{ kg/mm}^2 = 16.180 \text{ Lb/pulg}^2$$

$$\tau d = 0.18 \times S_u = 0.18 \times 63 \text{ kg/mm}^2 = 16,094 \text{ Lb/pulg}^2$$

(S_{yt} = límite de fluencia, S_u = resistencia a la tracción)

Como el eje será de acero AISI 1045 consideramos el menor

$$\tau d = 16,094 \text{ PSI} \times 0.75 = 12,067 \text{ Lb/pulg}$$

0.75 = factor por utilizar chaveta o rosca.

$k_m = 1.5$ factor del Momento Flector, para carga aplicada gradualmente. Tomado de Tabla N° 13-1 del libro

“El Proyecto en Ingeniería Mecánica Shigley”.

$k_t = 1.0$ Factor del momento torsor.

Reemplazando:

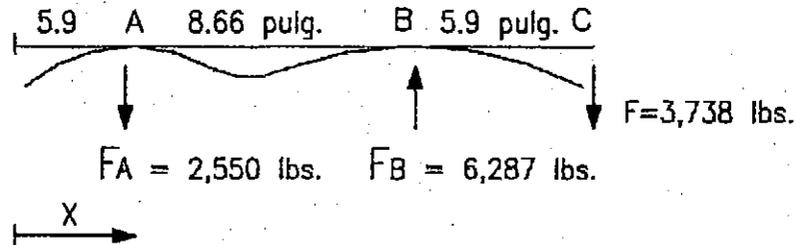
$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \times 12,067 \text{ Lb} / \text{pulg}} \times \sqrt{(1.5 \times 22,090 \text{ Lb} - \text{pulg})^2 + (1.0 \times 11,360 \text{ Lb} - \text{pulg})^2}}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{4.22 \times 10^{-4}}{\text{Lb} / \text{pulg}^2} \times \sqrt{(1.098 \times 10^9 (\text{Lb} - \text{pulg})^2 + 0.129 \times 10^9 (\text{Lb} - \text{pulg})^2}}$$

$$d = \sqrt[3]{14.78} \quad \Rightarrow \quad d = 2.45 \text{ pulg.} \quad \Rightarrow \quad (62.23 \text{ mm})$$

Seleccionamos: EJE de 2 1/2" ϕ (cálculo del diámetro según el código ASME).

4.9.1.2 Diseño del Eje por Deflexión



El momento flector estará dado por la Ecuación.

$$M = F_A (x-5.9) - F (x-5.9-8.66)$$

$$M = F_A (x) - F(5.9) - F_B(5.9) + F_B (8.66)$$

$$M = -3737 + 76,493$$

Aplicando la ecuación de la deformada.

$$EI \frac{d^2y}{dx^2} = M = -3,737x + 76,493$$

Integrando:

$$EI \frac{dy}{dx} = \frac{-3737 x^2}{2} + 76,493x + C_1 \quad \dots(I)$$

$$EI y = \frac{-3737 x^3}{6} + \frac{76,493 x^2}{2} + Cx + C_2 \quad \dots(II)$$

- Para $x = 5.9'' \Rightarrow y = 0$ En Ecuación II. Se tiene:

$$0 = -127,917 + 1'331,360 + C_1 (5.9) + C_2$$

$$0 = + 1'203,443 + C_1 (5.9) + C_2 \quad \dots(A)$$

- Para $x = (5.9 + 8.66) = 14.56$ pulg $\Rightarrow y = 0$ en Ec. (II)

$$0 = - 1'922,454 + 8'108,013 + 14.56 C_1 + C_2$$

$$0 = + 6'185,559 + 14.56 C_1 + C_2 \quad \dots(B)$$

Resolviendo ecuaciones A y B se tiene:

$$C_1 = '575,302$$

$$C_2 = + 2'190,838$$

- La deflexión en punto "C" (en rueda dentada)

$$x = 5.9 + 8.66 + 5.9 = 20.46 \text{ pulg.}$$

$$EIY = -5'334,439 + 16'010,428 - 11'770,679 + 2'190,838$$

$$EIY = + 1'096,148$$

- La deflexión máxima en tramo AB, cuando $dy/dx = 0$.

En Ecuación (I) :

$$0 = - \frac{3737 x^2}{2} + 76,493x + C_1$$

$$0 = 1868.5x^2 + 76,493x - 575,302$$

Resolviendo Ecuación de 2do. Grado.

$$X_{1,2} = \frac{-76,493 \pm \sqrt{(76,473)^2 - 4(-1868.5)(-575,302)}}{2(-1868.5)}$$

$$X_{1,2} = \frac{-76,493 \pm \sqrt{1,551,3710^6}}{-3737}$$

$$X_{1,2} = \frac{-76,493 \pm 39,387}{-3737} = \begin{matrix} X_1 = 31 \text{ pulg} \\ X_2 = 9.93 \text{ pulg.} \end{matrix}$$

Se presenta máxima deflexión en punto $x = 9.93$ pulg.

La flecha en este punto será:

$$Ely = \frac{-3737 x^3}{6} + \frac{76,493 x^2}{2} - 575,302(x) + 2'190,838$$

$$Ely = -609,845 + 3'771,292 - 5'712,749 + 2'190,830$$

$$Ely = -360,472$$

Resumiendo datos por deflexión:

| Ubicación Punto | Distancia x | Deflexión Ely | |
|--------------------------------|----------------|------------------|---------------------|
| Extremo rueda | x = 20.46 pulg | + 1'096,148 | Flecha hacia abajo |
| Máximo Tramo $\bar{A} \bar{B}$ | x = 9.93 pulg | - 360,472 | Flecha hacia arriba |

La máxima deflexión en el eje, se presenta en el extremo donde está ubicada la rueda dentada, sin embargo para reducir el momento que produce la deflexión, esta rueda debe colocarse junto a los cojinetes, entonces la deflexión crítica o mandatorio será entre apoyos, $EIy = -360,472$.

En el capítulo N° 9 página N° 352, Cálculo de Arboles y Ejes, del libro "Diseño de Elementos de Máquinas" de Faïres, establece que en árboles de transmisión, la deformación no debe exceder a 0.01 pulg/pie de longitud, entre soportes.

$$Y_{\text{permisible}} = \frac{0.01 \text{ pulg}}{\text{pie}} \times \frac{8.66 \text{ pulg}}{12 \text{ pulg/pie}} = 0.0072 \text{ pulg}$$

$$EIy = -360,472$$

$$29 \times 10^6 \times \frac{\pi d^4}{64} \times 0.0072 = -360,472$$

$$d^4 = \frac{-360,472 \times 64}{29 \times 10^6 \times \pi \times 0.0072} = 106.95$$

$d = 2.43$ pulg : diámetro del eje diseñado por deflexión.

4.9.1.3 Diseño del Eje por deformación Torsional.

La deformación torsional del eje redondo, viene dado por la Ecuación:

$$\theta = \frac{TL}{GJ} \text{ radianes}$$

Donde:

$T = 11.360$ Lb-pulg (momento torsor aplicado al eje)

$L = (5.9 + 8.66 \cdot 5.9)$

$= 20.46$ pulg. (distancia desde la sección que se aplica el momento torsor, a la sección en que se encuentra el par torsional resistente).

$G = 11.5 \times 10^6$ Lb/pulg² (Módulo de elasticidad transversal para el acero).

$J = \frac{\pi d^4}{32}$ (Módulo de inercia polar para un eje)

$0.25 \leq \theta \leq 3.2^\circ$ por metro (Máxima deformación angular permitido en un eje de transmisión, según Libro "Diseño de Elementos de máquinas" de Faired).

Asumimos el término medio $\theta = 1.72^\circ$ por metro.

Para $L = 20.46$ pulg (0.52 m).

$$\theta = \frac{1.72^\circ}{\text{m}} \times 0.52 \text{ m} = 0.90^\circ = 0.0156 \text{ radianes.}$$

Reemplazando datos:

$$0.0156 \text{ rad.} = \frac{11,360 \times 20.46}{\frac{\pi d^4}{11.5 \times 10^6 \times \frac{1}{32}}}$$

$$d^4 = \frac{11,360 \times 20.46 \times 32}{\frac{\pi d^4}{11.5 \times 10^6 \times \frac{1}{32}}} = 13.20$$

$$d^4 = \frac{11,360 \times 20.46 \times 32}{11.5 \times 10^6 \times \pi \times 0.0156} = 13.20$$

$d = 1.90$ pulg. Diámetro del eje, diseñado por deformación torsional.

Resumen :

Diámetro de Ejes calculados

| Según Código ASME | Por Deflexión | Por deformación Torsional | Por capacidad del Rodamiento |
|----------------------|---------------|------------------------------|---------------------------------|
| 2.5 pulg | 2.43 pulg | 1.90 pulg. | 65 mm. |

CONCLUSION:

Seleccionamos para el Eje N° 1, un eje de 65 mm ϕ , de acero AISI 1045 ó equivalente.

4.9.1.4 Selección de Chaveta

La chaveta se seleccionará en función del diámetro del eje, según copias de "Diseño de Elementos de Máquinas" del Ing. J. HORI, se puede determinar que para ejes entre 2 5/16" a 2 3/4" ϕ , se pueden usar chavetas cuadradas de: 5/8" x 5/8" de acero AISI 1020. ($S_y = 66,000$ Lb/pulg² Esfuerzo Fluencia).

La longitud de la chaveta se calculará:

a) Por cizalladura o corte :

$$L = \frac{2 T}{\frac{S_s}{\eta} \times b \times D} \text{ (longitud mínima de la chaveta)}$$

$$\begin{aligned}
 T &= 11,360 \text{ Lb-pulg (torsión eje)} \\
 S_{sy} &= 33,000 \text{ Lb/pulg (esfuerzo cortante, asumido por} \\
 &\quad \text{el criterio de corte máximo, donde :} \\
 &\quad S_{sy} = 0.50 \quad S_y = 33,000 \text{ Lb/pulg}^2 \\
 b &= 5/8'' = 0.625 \text{ pulg (ancho de la chaveta)} \\
 D &= 2.5 \text{ pulg (diámetro del eje).} \\
 \eta &= 2 \text{ (coeficiente de seguridad)}
 \end{aligned}$$

$$L = \frac{2 \times 11,360 \text{ Lb-pulg}}{33,000 \text{ Lb/pulg}^2 \times 0.625 \text{ pulg} \times 2.5 \text{ pulg}} = 0.88 \text{ pulg.}$$

b) Por aplastamiento o compresión :

$$L = \frac{4 T}{S_c \eta \times t \times D} \text{ (longitud mínima de la chaveta)}$$

$$S_c = S_y = 66,000 \text{ Lb/pulg}^2 \text{ (esfuerzo a la compresión)}$$

$$S_c = S_y.$$

$$t = 0.625 \text{ pulg (altura de la chaveta)}$$

T y D (son torque en el eje y diámetro del eje).

$$L = \frac{4 \times 11,360 \text{ Lb-pulg}}{66,000 \times 0.625 \text{ pulg} \times 2.5 \text{ pulg}} = 0.88 \text{ pulg}$$

Con ambas consideraciones seleccionamos chaveta de 5/8" x 5/8" x 1", como mínimo, en acero AISI 1020.

4.9.1.5 Selección de las Chumaceras.

Seleccionamos la chumacera en base a la máxima carga, que se produce en la reacción F_B .

- a) La duración de las chumaceras, podrán ser expresadas por :

$$L = 60 \times 10^{-6} N L_n$$

Donde :

L = duración en horas de servicio.

L_n = 3,000 horas duración nominal de la chumacera, estimado.

N = 20 RPM velocidad de rotación.

Reemplazando :

$$L = 60 \times 10^{-6} \times 20 \times 3,000 = 3.6 \text{ millones de revoluciones.}$$

- b) Seguridad de la carga requerida :

$$(C/P) = L^{1/p}$$

Donde: $p = 3$ tomado para rodamientos de bolas.

$$C/P = (3,6)^{1/3} = 1.53$$

- c) Suponemos que $F_a/F_r < e$, entonces se tendrá $x = 1$,
 $y = 0$.

La carga equivalente será:

$$P = F_r = 6,287 \text{ Lbs} \quad (\text{Se toma el rodamiento del apoyo B, que es el más cargado}).$$

La capacidad de carga dinámica:

$$C = (C/P) \times P = 1.5 \times 6287 \text{ Lbs} = 9,430 \text{ Lb (42 KN)}.$$

Seleccionamos la chumacera SKF serie FY65SD soporte Fy 513, rodamiento Y 479213D de 65 mm de diámetro. Con capacidad de carga dinámica de 43 KN mayor que 42 KN.

Para el soporte en "A" se seleccionará el mismo tipo de chumacera.

4.9.1.6 Selección del Acoplamiento

El acoplamiento se seleccionará en función del diámetro del eje y de la potencia del motor.

Según las copias del Ing. Juan Hori "Diseño de Elementos de máquinas". Pág. N° 184. Se tiene:

$$H.P._{\text{acoplamiento}} = \frac{HP \times 100 \times F_s}{RPM}$$

Donde:

$$H.P._{\text{acopl.}} = \text{potencia de selección del acoplamiento a 100 RPM según tablas del Ing. J.Hori}$$

H.P. = 3.6

Potencia en el eje.

F.S. = 1.0

Factor de servicio para una carga

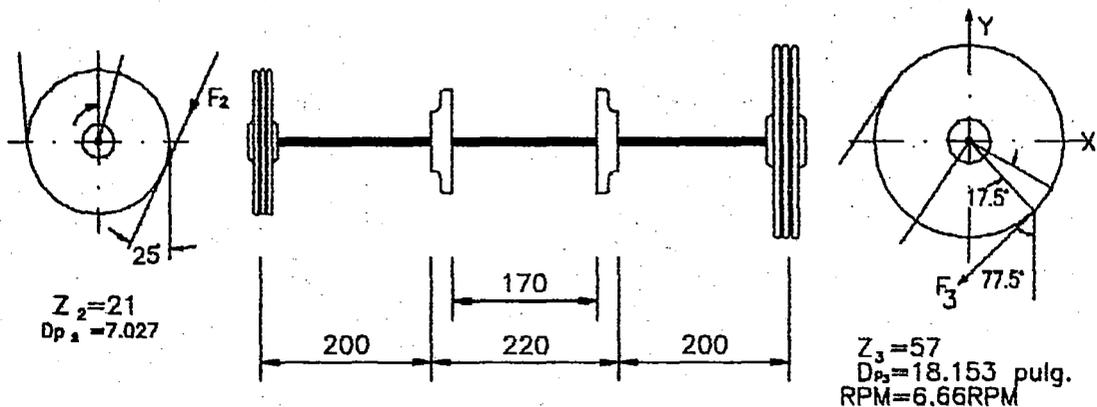
acciona-

da constantemente.

$$\text{H.P.}_{\text{acopl.}} = \frac{3.6 \times 100 \times 1.0}{20} = 18 \text{ HP}$$

Por consiguiente: seleccionamos un acoplamiento Rígido a cadenas, similar al Renold G42513.

4.9.2 Diseño del sistema de transmisión Eje N° 2



La fuerza (F_3) radial al eje en la rueda de cadenas estará dada por:

$$F_3 = \frac{\text{HP} \times 126,000 \text{ K}}{D_p \times N_3}$$

Donde:

HP = 2.40 [Potencia en Eje N° 2 y estará dado por la potencia en eje N° 1 x Eficiencia mecánica del acoplamiento (dos chumaceras)

$$\begin{aligned} \text{H.P.Eje 2} &= \text{Hp eje 1} \times 0.91 \times 0.91 \times 0.80 \\ &= 3.6 \times 0.91 \times 0.91 \times 0.80 \\ &= 2.40] \end{aligned}$$

$D_{P3} = 18.153$ pulg (diámetro paso de la rueda N° 3).

$N_3 = 6.66$ RPM (velocidad de rotación, visto en punto 4.6.1)

$K = 1.00$ (factor de servicio).

$$F_3 = \frac{2.40 \times 126,000}{18.153 \text{ pulg} \times 6.66 \text{ RPM}} = 2,500 \text{ Lbs.}$$

- La fuerza (F_2) radial al eje, producida por el torque en la rueda para cadenas N° 2, se calcula:

$$F_2 = \frac{\text{HP} \times 126,000 \times K}{D_{P2} \times N_2}$$

Donde:

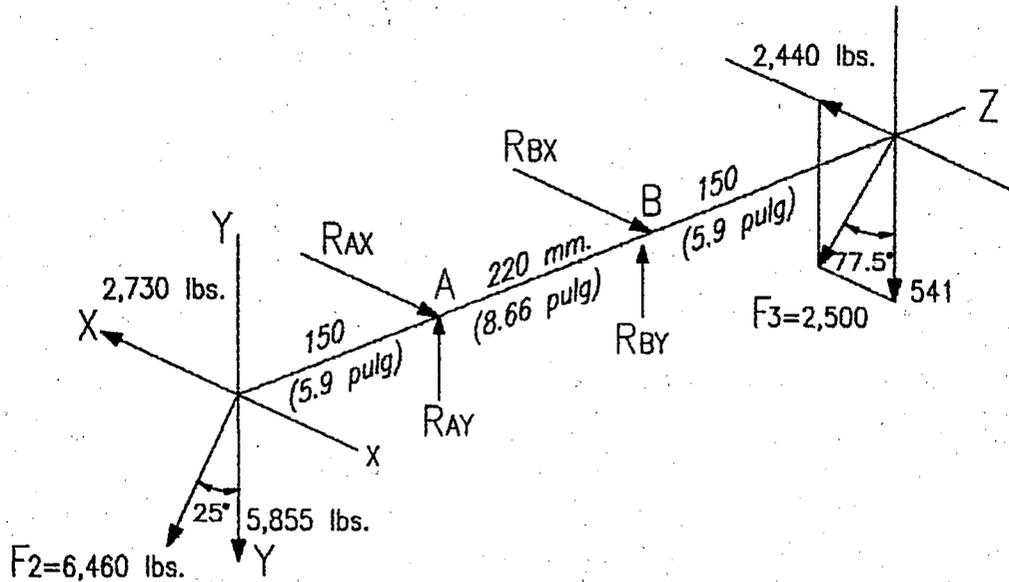
HP = 2.4 (potencia en eje N° 2)

$D_{P2} = 7.027$ pulg (diámetro de paso de la rueda para rodillos N° 2).

$N_2 = 6.66$ RPM (velocidad de rotación del eje).

$$F_2 = \frac{2.4 \times 126,000 \times 1.0}{7.027 \text{ pulg} \times 6.66 \text{ RPM}} = 6,460 \text{ Lbs.}$$

El diagrama de cuerpo libre.



Resolviendo el sistema obtenemos:

$$R_{Ax} = 2,928 \text{ Lbs.}$$

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = 9,980 \text{ Lbs.}$$

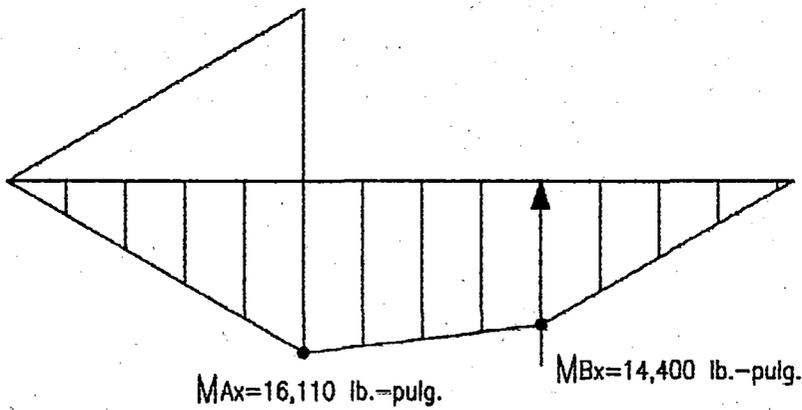
$$R_{Ay} = 9,476 \text{ Lbs.}$$

$$R_{Bx} = 2,242 \text{ Lbs.}$$

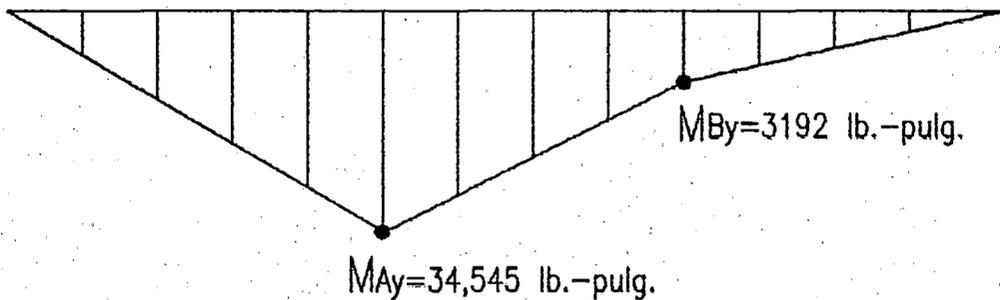
$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = 9,980 \text{ Lbs.}$$

$$R_{By} = 3,080 \text{ Lbs.}$$

Momento Flector en Eje x-z



Momento Flector en Eje Y



Los máximos momentos se encuentran en la chumacera "A", por tanto, el momento máximo equivalente será:

$$M_{max} = \sqrt{M_{Ay}^2 + M_{Bx}^2} = \sqrt{(16,110 \text{ Lb-pulg})^2 + (34,545 \text{ Lb-pulg})^2}$$

$$M_{m\acute{a}x} = 38,117 \text{ Lb-pulg.}$$

4.9.2.1 Cálculo de las dimensiones del Eje N° 2. Según el código ASME.

Aplicando la fórmula del Código

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \tau d} \times \sqrt{(k_m \times M_b)^2 + (K_T \times M_t)^2}}$$

Donde :

$M_o = 38,117$ Lb-pulg (máximo momento flector del eje en el punto "A")

$$M_T = \frac{F \times P_D}{2} = \frac{6,460 \text{ Lbs} \times 7.027 \text{ pulg}}{2}$$

$$= 22,697 \text{ Lb-pulg (momento torsor en eje)}$$

$k_m = 1.5$ Factor de corrección para el momento flector.

$K_T = 1.0$ Factor de corrección para el momento torsor.

$\tau d = 12,067$ lb/pulg² Esfuerzo cortante y se toma el menor de:

$$\tau d = 0.30 \times S_{yt} \text{ (del límite de fluencia).}$$

$$\tau d = 0.18 \times S_u \text{ (del esfuerzo de rotura)}$$

Si consideramos material Acero AISI 1045

$$S_{yt} = 38 \text{ kg/mm}^2 = 53,935 \text{ lb/pulg}^2$$

$$S_u = 63 \text{ kg/mm}^2 = 89,400 \text{ lb/pulg}^2.$$

Entonces:

$$\tau d = 0.30 \times 53,935 \text{ PSI} = 16,180 \text{ P.S.I.}$$

$$\tau d = 0.18 \times 89,400 \text{ PSI} = 16,090 \text{ P.S.I.}$$

Consideramos el menor, pero aplicando un factor de corrección de 0,75, por uso de chaveta.

$$\tau d = 16,090 \text{ PSI} \times 0.75 = 12,067 \text{ lb/pulg}^2$$

Reemplazando:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \times 12,067} \sqrt{(1.5 \times 38,117 \text{ Lb} - Pu \text{ lg})^2 + (1.0 \times 22,697 \text{ Lb} - pu \text{ lg})^2}}$$

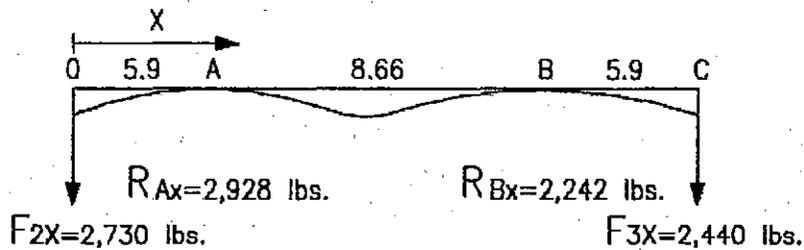
$$d = \sqrt[3]{4.42 \times 10^{-4} \sqrt{(3269.0 \times 10^6) + (515.15 \times 10^6)}}$$

$$d = \sqrt[3]{27.12} = 3 \text{ pulg} (76 \text{ mm.})$$

$$d = 3 \text{ pulg} \left[\begin{array}{l} \text{Dimension del eje calculado} \\ \text{segun elCodigo ASME.} \end{array} \right]$$

4.9.2.2 Diseño por deflexión del Eje.

Deflexión en plano x-z



Ecuación del Momento Flector

$$M = 2730x - 2928(x-5.9) - 2242(x-14.56)$$

$$M = 2730x - 2928x + 17,275 - 2242x + 32,644$$

$$M = -2,240x + 49,920$$

Aplicando la ecuación de deformación:

$$EI \frac{d^2 y}{dx^2} = -2,240x + 49,920$$

Integrando:

$$EI \frac{dy}{dx} = -\frac{2,240x^2}{2} + 49,920x + C_1 \quad \dots(I)$$

$$EIY = - \frac{2240x^3}{6} + \frac{49,920x^2}{2} + C_1x + C_2 \quad \dots(\text{II})$$

Calculando constantes C_1 y C_2 :

Cuando $x = 5.9 \Rightarrow y = 0$ en Ecuación (II):

$$0 = - 76,675 + 868,858 + 5.9 C_1 + C_2 \quad \dots(\text{A})$$

Cuando $x = 14.56 \Rightarrow y = 0$ en Ecuación (II):

$$0 = 1'152,340 + 5'291,360 + 14.56 C_1 + C_2 \quad \dots(\text{B})$$

Resolviendo (A) y (B) :

$$C_1 = - 386,470$$

$$C_2 = + 1'487,995$$

Cálculo de la Flecha en "O", cuando $x = 0$.

$$EIY'_0 = + 1'487,995$$

Sin embargo, en la práctica, esta flecha se reduce porque la rueda se ubica junto a la chumacera, reduciendo así el efecto del Momento Flector.

Cálculo de la flecha máxima en tramo $\bar{A} \bar{B}$, cuando:

$$\frac{dy}{dx} = 0$$

$$EI \frac{dy}{dx} = \frac{-2,440 x^2}{2} + 49,920x - 386,470$$

$$0 = -1,220 x^2 + 49,920x - 386,470$$

$$x_{1,2} = \frac{-49,920 \pm \sqrt{(49,920)^2 - 4(-1,220)(-386,470)}}{2(-1,220)}$$

$$x_{1,2} = \frac{-49,920 \pm \sqrt{2,492 \times 10^6 - 1,886 \times 10^6}}{2(-1,220)}$$

$$x_{1,2} = \frac{-49,920 \pm 2,4617}{2(-1,220)} = \begin{cases} x_1 = 30.5 \text{ pulg} \\ x_2 = 10.0 \text{ pulg} \end{cases}$$

$x = 10$ pulg, es la distancia desde el punto "O" donde está ubicada la máxima deflexión, a un punto del tramo $\bar{A}-\bar{B}$.

Esta flecha máxima será, para $x = 10$ pulg.

$$EIY = \frac{-2,440 x^3}{6} + \frac{49,920 x^2}{2} + C_1x + C_2$$

$$EIY = -406,667 + 2'496,000 - 3'864,700 + 1'487,995$$

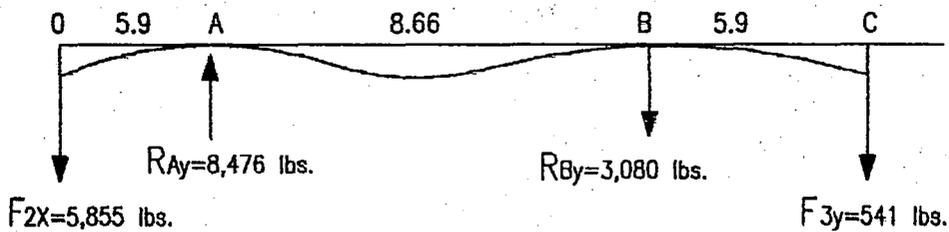
$$EIY'1 = -287,372 \text{ En tramo } \bar{A}-\bar{B}$$

Flecha en extremo "C", cuando $x = 20.46$

$$EIY = -3'483,016 + 10'448,546 - 7'907,176 + 1'487,995$$

$$EIY'_2 = + 546,349 : \text{Deflexión en extremo "C"}$$

Deflexión en plano Y-Z.



Ecuación del Momento Flector

$$M = 5,855x - 9,476(x-5.9) + 3,080(x-14.56)$$

$$M = 5,855x - 9,476x + 55,908 + 3,080 - 44,845$$

$$M = -541x + 11,063$$

Aplicando la Ecuación de Deformación :

$$EI \frac{d^2 y}{dx^2} = -1541x + 11,063$$

Integrando:

$$EI \frac{dy}{dx} = \frac{-541x^2}{2} + 11,063x + 1 \quad \dots(I)$$

$$EIY = \frac{-5410 x^3}{6} + \frac{11,063 x^2}{2} + C_1 x + C_2$$

...(II)

Calculando constantes C_1 y C_2 :

- Cuando $x = 5.9 \Rightarrow Y = 0$ En ecuación (II) :

$$0 = -18,518 + 192,552 + 5.9 C_1 + C_2 \quad \dots(A)$$

- Cuando $x = 14.56 \Rightarrow Y = 0$ En ecuación (II) :

$$0 = -280,035 + 1'172,643 + 14.56 C_1 + C_2 \quad \dots(B)$$

Resolviendo (A) y (B) :

$$C_1 = -82,976$$

$$C_2 = +315,524$$

Calculamos la flecha en "o" cuando $x = 0$

$$EIY_o = +315,524$$

Calculamos la flecha en "c", cuando $x = 20.46$

$$EIY_c = -772,259 + 2'135,550 - 1'697,689 + 315,524$$

$$EIY_c = +161,124$$

- Cálculos de la flecha máxima en tramo $\bar{A} \bar{B}$, en plano YZ.

Se tiene $dy/dx = 0$.

$$EI \frac{dy}{dx} = 0 = \frac{-541 x^2}{2} + 11,063 x + C_1$$

$$0 = -270.5x^2 + 11,063x - 82,976$$

Resolviendo :

$$x_{1,2} = \frac{-11,063 \pm \sqrt{(11,063)^2 - 4(-270.5)(-82,976)}}{2(-270.5)}$$

$$x_{1,2} = \frac{-11,063 \pm 5,710}{-2 \times 270.5} \left\{ \begin{array}{l} x_1 = 31 \text{ pulg} \\ x_2 = 9,89 \text{ pulg} \end{array} \right\}$$

$x = 9.89$ pulg, es la distancia desde el punto "o" donde se produce la máxima deflexión, en tramo $\bar{A} \bar{B}$.

Entonces :

$$EIY_1'' = \frac{-541 x^3}{6} + \frac{11,063 x}{2} + C_1x + C_2$$

$$EIY_1'' = -87,223 + 541,048 - 820,633 + 315,524$$

$$EIY_1'' = -51,284 \text{ (Deflexión máxima en tramo } \bar{A} \bar{B}.)$$

Resumen :

| UBICACIÓN | DISTANCIA X | DEFLEXION (EIY) | | |
|--|----------------|-----------------|-----------|-----------|
| | | Plano XZ | Plano YZ | Resultado |
| Extremo rueda en "O" | x = 0 | + 1'487,995 | + 315,524 | 1'521,080 |
| Máx. deflexión en tramo $\bar{A} \bar{B}$ | x = 9.93 | - 287,372 | - 51,284 | 291,912 |
| Extremo en "C". | x = 20.46 | + 546,349 | + 161,124 | 569,612 |

Las deflexiones en los extremos de las ruedas, se reducen colocándolas junto al cojinete, en este caso junto a los apoyos "A" y "B" disminuyéndose así, el momento flector en esta zona, por tanto la flecha en este tramo, será mínima, por consiguiente el diseño por flexión del eje, será en el tramo entre apoyos. Como se indicó en el punto 4.9.1.2, la flecha máxima permisible: $y = 0.0073$ pulgs.

$$EIY = 291,912$$

$$E \left(\frac{\pi d^4}{64} \right) y = 291,912$$

$$291,912 \times 64$$

$$d^4 = \frac{\quad}{\pi \times 29 \times 10^6 \times 0.0073} = 2.3 \text{ pulg}$$

$$\pi \times 29 \times 10^6 \times 0.0073$$

$d = 2.3$ pulg (diámetro del eje calculado por deflexión).

4.9.2.3 Diseño del Eje por Deformación Torsional

Tenemos la ecuación :

$$\theta = \frac{TL}{GJ} \text{ radianes}$$

Donde:

$T = 22,697$ Lbs-pulg (momento torsor aplicado al eje)

$L = 20.46$ pulg. (según lo indicado en punto 4.9.1.3)

$G = 11.5 \times 10^6 \frac{\text{Lb}}{\text{pulg}^2}$ (módulo de elasticidad transversal)

$J = \frac{\pi d^4}{32}$ (módulo de inercia polar para un eje redondo).

$\theta = 0.0156$ radianes (máxima deformación angular permisible, según consideración del punto 4.9.1.3).

Reemplazando datos:

$$d^4 = \frac{T \times L \times 32}{G \times \pi \times \theta}$$

$$d^4 = \frac{22,697 \times 20.46 \times 32}{11.5 \times 10^6 \times \pi \times .0156} = 26.366 \text{ pulg}^4$$

$d = 2.26$ pulg (diámetro del eje, calculado por deformación torsional).

RESUMEN:

Diámetros calculados

| Según Código ASME | Por Deflexión (Y) | Por deformación Torsional (θ) |
|----------------------|----------------------|---|
| 3.0 pulg | 2.3 pulg | 2.26 pulg. |

El diseño según el criterio del código ASME, será el método determinante, por tanto: USAREMOS UN EJE DE 3 pulg. de diámetro en acero calidad AISI 1045.

4.9.2.4 Selección de la chaveta

Según las copias del Ing. J. Hori, para un eje de 3 pulg. de diámetro, se recomienda usar chavetas cuadradas de $3/4'' \times 3/4''$.

Utilizaremos chavetas de acero AISI 1020 que tiene las siguientes características mecánicas :

$S_y = 66,000$ PSI (Límite de Fluencia para un acero laminado al frío AISI 1020).

$S_u = 77,800$ PSI (resistencia a la rotura del acero AISI 1020).

La longitud de la chaveta se determinará aplicando los siguientes criterios:

a) Por cizalladura o corte:

$$L = \frac{2T}{\frac{S_{sy}}{\eta} \times b \times D}$$

Donde:

L : longitud de la chaveta resistente a la cizalladura.

T : 22,697 Lb-pulg (par torsor del eje)

S_{sy} : 33,000 PSI (Resistencia a la cizalladura o corte).

- Según la Teoría de la Distorsión :

$$S_{sy} = 0.577 \times S_y = 38,082 \text{ Lb/pulg}$$

- Según criterio de corte máximo :

$$S_{sy} = 0.5 \times S_y = 33,000 \text{ Lb/pulg}^2$$

Ambos criterios son válidos, sin embargo, elegi-

mos $S_{sy} = 33,000 \text{ Lb/pulg}^2$, el menor.

$b = \frac{3}{4}$ pulg (Ancho de la chaveta)

$D = 3$ pulg (diámetro del eje)

$\eta = 2$ (coeficiente de seguridad)

Reemplazando datos:

$$L = \frac{2 \times 22,697 \text{ Lb-pulg}}{33,000 \frac{\text{Lb/pulg}^2 \times 0.75 \text{ pulg} \times 3 \text{ pulg} \times 2}{2}} = 1.22 \text{ pulg}$$

$L = 1.22 \text{ pulg}$ (longitud mínima de chaveta por corte)

b) Por aplastamiento o compresión

$$L = \frac{4 T}{\frac{S_c}{\eta} \times t \times D}$$

Donde:

- L : (longitud mínima permitida por criterio de compresión).
- T : 22,697 Lb-pulg (torsión en eje).
- $S_c = 66,000 \text{ Lb-pulg}^2$ (Esfuerzo de compresión, se asigna igual al límite de fluencia).
- $S_c = S_y = 66,000 \text{ Lb/pulg}^2$
- $\eta = 2$ (coeficiente de seguridad aplicado al S_c).
- $t = 0.75 \text{ pulg}$ (altura de la chaveta. En este caso es igual al ancho).

$D = 3$ pulg. (diámetro del eje).

Reemplazando :

$$L = \frac{4 \times 22,697 \text{ Lb-pulg}}{66,000 \frac{\text{Lb/pulg}^2 \times 0.75 \text{ pulg} \times 3 \text{ pulg}}{2}} = 1.22 \text{ pulg}$$

$$L = 1.22 \text{ pulg.}$$

De ambas consideraciones SELECCIONAMOS una chaveta de 3/4" x 3/4" x 1 1/2" de longitud, de acero AISI 1020.

4.9.2.5 Selección de las chumaceras de Apoyo.

La selección de las chumaceras, será de acuerdo a la máxima carga que soporta el apoyo "A".

$$R_A = 9,351 \text{ Lbs.}$$

a) La duración de la chumacera estará expresada por :

$$L = 60 \times 10^6 N L_n$$

$L_n = 3,000$ hrs. estimación nominal de duración de la chumacera.

$N = 6.66$ RPM velocidad de rotación.

$$L = 60 \times 10^6 \times 20 \times 3000 = 1.2$$

b) Seguridad de la carga requerida

$$(C/P) = L^{1/p}$$

Donde $p = 3$, tomado para rodamiento a bolas.

$$(C/P) = (1.2)^{1/3} = 1.062$$

c) Estimamos que $F_a/F_r < e$, entonces $x = 1$, $y = 0$.

La carga equivalente será:

$$P = F_r = R_A = 9,351 \text{ Lbs.}$$

La capacidad de carga dinámica :

$$C = (C/P) \times P = 1.067 \times 9,351 \text{ Lbs} = 9,930 \text{ Lbs.} (44.2 \text{ K.N.})$$

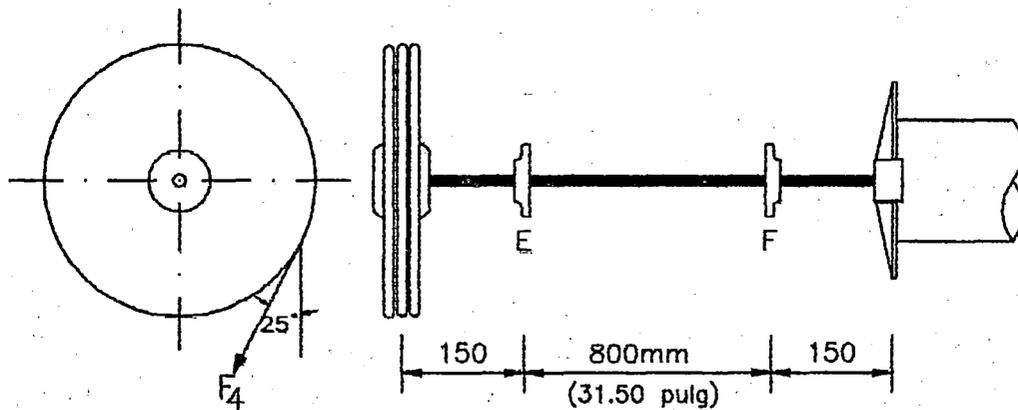
Del catálogo de SKF, verificamos que en las chumaceras de soporte de brida, con rodamiento Y, se tiene como máximo para ejes de 65 mm y capacidad dinámica de carga máxima de 43 KN, ambos son menores que el diámetro mínimo permisible de 76 mm y 44.2 K.N., por este concepto se utilizarán Rodamiento de bolas autoalineantes, con soporte prefabricados de acero. Seleccionamos rodamiento de bolas similar al SKF N° 6. De las siguientes características :

$C = 80 \text{ KN} > C = 44.2 \text{ KN}$. Capacidad dinámica requerida

$d = 76 \text{ mm}$.

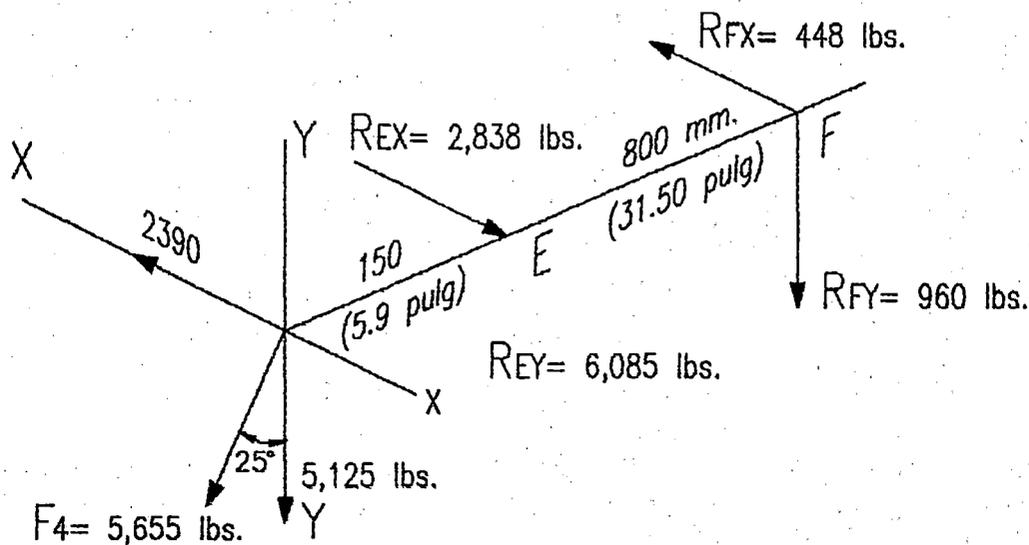
Para el apoyo "B" también consideramos el mismo rodamiento que el apoyo "A".

4.9.3 Diseño del Sistema de Transmisión del Eje N° 3.



$Z_4 = 140$ dientes
 $Dp_4 = 44.56$ pulg.

4.9.3.1 Reacciones en los apoyos "E" y "F" debido a la tensión de la cadena.



Calcularemos la carga, solamente debido a la tensión de la cadena y también agregaremos las cargas estáticas, calculadas en el punto 4.1b.

La fuerza radial (F_4) debido al torque o potencia = 2.4 HP.

$$F_4 = \frac{HP_3 \times 126,000 \times K}{D_p \times N}$$

$$HP_3 = 2.0 \text{ H.P.} \quad (\text{potencia eje 3} = \text{potencia eje 2} \times \eta_{\text{chumacera}} \times \eta_{\text{chumacera}})$$

$$= 2.4 \times 0.91 \times 0.91 \approx 2.09 \text{ HP.}$$

$$D_p = 44.56 \text{ pulg} \quad (\text{diám. de paso de la rueda}).$$

$$N = 1 \text{ RPM} \quad (\text{velocidad de rotación})$$

$$K = 1.0 \quad (\text{factor de servicio considerado})$$

$$F_4 = \frac{2.0 \times 126,000 \times 1}{44.56 \text{ pulg} \times 1 \text{ RPM}} = 5,655 \text{ Lbs.}$$

- Calculando las reacciones tenemos:

$$R_{Ex} = 2,838 \text{ Lbs.}$$

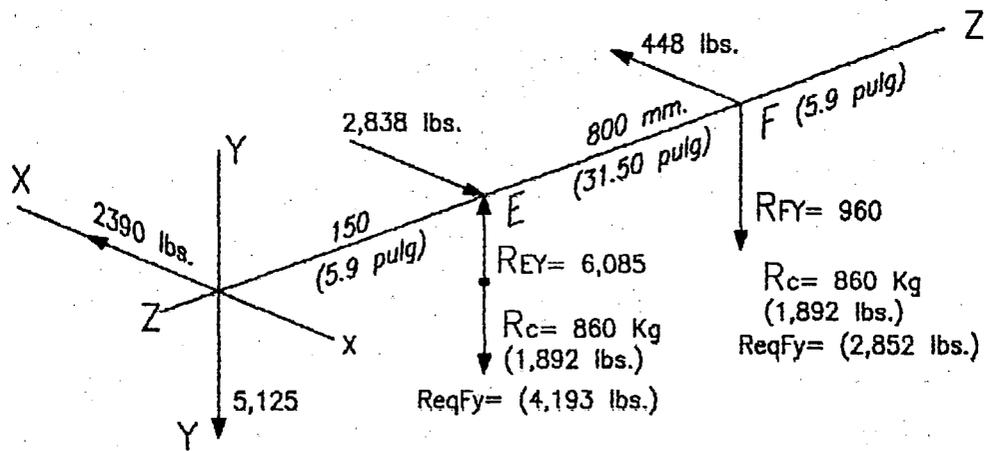
$$R_{Ey} = 6,085 \text{ Lbs.}$$

$$R_{Fx} = 448 \text{ Lbs.}$$

$$R_{Fy} = 960 \text{ Lbs.}$$

- Las fuerzas verticales serán incrementadas con las fuerzas estáticas, debido a las cargas o peso del tubo y soportes.

Entonces las reacciones en los apoyos serán:

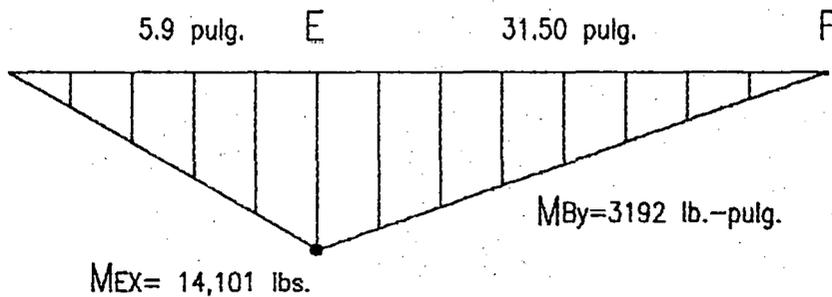


Reacciones resultantes :

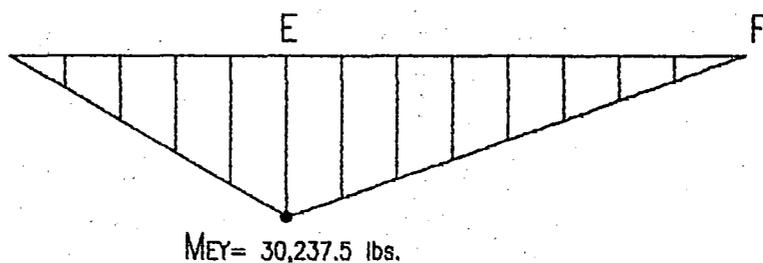
$$R_E = \sqrt{(4193)^2 + (2,838)^2} = 5,063 \text{ Lbs}$$

$$R_F = \sqrt{(2,852)^2 + (448)^2} = 2,887 \text{ Lbs.}$$

Momento Flector en plano x-z



Momento Flector en plano y-z



El máximo momento se encuentra en el punto "E" y la resultante es:

$$M_{E_{\text{máx}}} = \sqrt{M_{F_x}^2 + M_{F_y}^2} = \sqrt{(14,101 \text{ Lb. pulg})^2 + (30,237 \text{ Lb-pulg})^2}$$

$$M_{E_{\text{máx}}} = 33,380 \text{ Lb-pulg.}$$

4.9.3.1 Cálculo de las dimensiones del Eje N° 3.

Aplicando la fórmula del Código ASME:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \times \tau d} \times \sqrt{(k m \times M_b)^2 + K_T (M_T)^2}}$$

Donde:

$M_b = M_{E_{\text{máx}}} = 33,380 \text{ Lb-pulg}$ (máx. momento flector del eje, en punto E).

$$M_T = \frac{F_4 \times P_2}{2} = \frac{5,655 \text{ Lb} \times 44.56 \text{ pulg}}{2} = 125,993 \text{ Lb-pulg}$$

(Momento torsor)

$km = 1.5$ factor de corrección para el momento flector.

$K_T = 1.0$ Factor de corrección para el momento torsor.

$\tau_d = 12,076 \text{ Lb/pulg}^2$ Esfuerzo cortante para acero calidad
 AISI 1045, se ha efectuado las mismas
 consideraciones explicadas en el punto
 4.9.2.1.

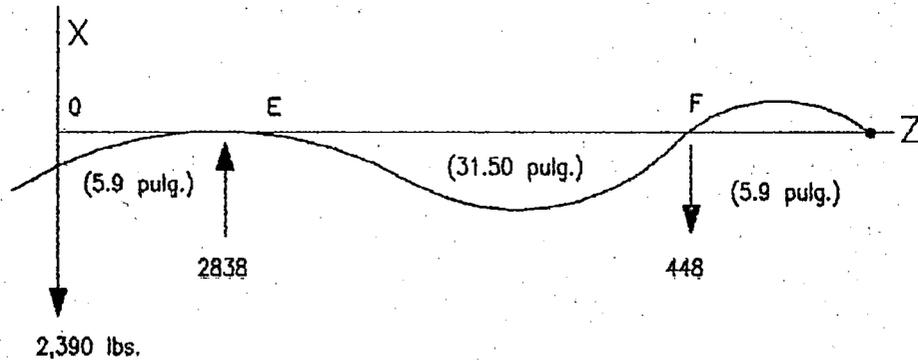
Reemplazando datos:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \times 12,076} \sqrt{(1.5 \times 33,380 \text{ Lb-pulg})^2 + (1.0 \times 125,993 \text{ Lb-pulg})^2}}$$

$$d = \sqrt[3]{57.2} = 3.85 \text{ pulg} \approx (98 \text{ mm}) \left\{ \begin{array}{l} \text{Diseño o deleje según Código ASME} \\ \text{por el criterio del Esfuerzo cortante.} \end{array} \right.$$

4.9.3.2 Diseño por deflexión del Eje

Deflexión en plano X-Z



Ecuación del Momento Flector en tramo O-F.

$$M = 2390x - 2838(x-5.9)$$

Aplicando Ecuación de Deformación:

$$EI \frac{d^2 y}{dx^2} = M = -448x + 16,744.2$$

Integrando:

$$EI \frac{dy}{dx} = \frac{-448x^2}{2} + 16,744.2x + C_1 \quad \dots(1)$$

$$EIY = \frac{-448x^3}{6} + \frac{16,744.2x^2}{2} + C_1x + C_2$$

$$EIY = -74.66x^3 + 8,372.1x^2 + C_1x + C_2 \quad \dots(2)$$

$$EIY = -74.66 x^3 + 8,372.1 x^2 + C_1 x + C_2 \quad \dots(2)$$

En punto "E" para $x = 5.9$ tenemos que la flecha $Y = 0$.

Reemplazando:

$$\begin{aligned} 0 &= -74.66 (5.9)^3 + 8,372.1 (5.9)^2 + C_1 (5.9) + C_2 \\ 0 &= +276.100 + C_1 (5.9) + C_2 \quad \dots(3) \end{aligned}$$

En punto "F" para $x = (5.9 + 31.50) = 37.40$ pulg.

También tenemos que la flecha $Y = 0$.

$$\begin{aligned} 0 &= -3.906 \times 10^{+6} + 11.7105 \times 10^6 + 37.4 C_1 + C_2 \\ 0 &= +7.804 \times 10^6 + 37.4 C_1 + C_2 \quad \dots(4) \end{aligned}$$

Resolviendo Ecuaciones (3) y (4) :

$$C_1 = -238,981$$

$$C_2 = +1'133,890$$

La flecha "y" en punto "0" será (de ecuación (2)), $x = 0$

$$EIY_0 = -74.66 (x)^3 + 8372 x^2 + (-238,981)(x) + 1'133,890$$

$$EIY_0 = -1'133,890$$

La flecha máxima en tramo EF será cuando $dy/dx = 0$.

De la ecuación N° (1) :

$$EI \frac{dy}{dx} = -224x^2 + 16,744x - 234,981$$

$$0 = -224x^2 + 16,744x - 234,981$$

Resolviendo :

$x = 18.72$ pulg (distancia que se ubica la flecha máxima en tramo EF).

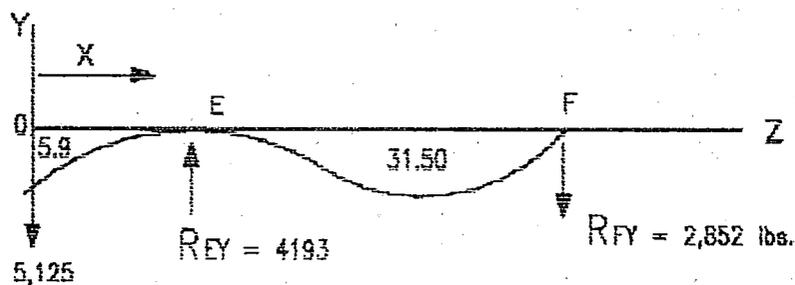
La flecha en este punto será: de Ecuación (2).

$$EIY_1 = -74.66(x^3) + 8372x^2 + C_1x + C_2$$

$$EIY_1 = -489,785 + 2^{\circ}933,870 - 4^{\circ}473,724 + 1^{\circ}133,890$$

$$EIY_1 = -895,750$$

Deflexión en plano y-z-



Ecuación del momento flector en tramo O-F

$$M = 5,125 (x) - 4,193 (x-5.9) = 5,080x - 4,140x + 24,426$$

$$M = +932x + 24,740$$

Aplicando la Ecuación de la deformada elástica del eje:

$$EI \frac{d^2y}{dx^2} = 932x + 24,740$$

$$E \frac{dy}{dx} = \frac{932x^2}{2} + 24,740x + C_1 \quad \dots(I)$$

$$EIY = \frac{932x^3}{6} + \frac{24,740x^2}{2} + C_1x + C_2 \quad \dots(II)$$

Para el punto "E" tenemos $y = 0$, $Z = 5.9$

$$0 = \frac{932 (5.9)^3}{6} + \frac{24,740 (5.9)^2}{2} + C_1 (5.9) + C_2$$

$$0 = 31,902 + 430,600 + 5.9 C_1 + C_2$$

$$0 = 398,698 + 5.9 C_1 + C_2 \quad \dots(A)$$

Para el punto "F", tenemos $Y = 0$ y $X = 37.4$ pulgs.

$$0 = \frac{932 (37.4)^3}{6} + \frac{24,740 (37.4)^2}{2} + C_1 (37.4) + C_2$$

$$0 = 8'126,050 + 17'302,661 + 37.4 C_1 + C_2$$

$$0 = 25'428,711 + 37.4 C_1 + C_2 \quad \dots(B)$$

Resolviendo (A) y (B)

$$C_1 = -794,604$$

$$C_2 = +3'895,980$$

La flecha en el punto "O" será para $x = 0$

$$EIY''_0 = +3'895,980$$

La flecha máxima en plano Y-Z, tramo EF, será cuando

$$dy/dx = 0.$$

De la ecuación (I) :

$$EI \frac{dy}{dx} = \frac{932x^2}{2} + 24,740x + C1$$

$$0 = 466 x^2 + 24,740x + (-794,604)$$

Resolviendo ecuación:

$$X_{1,2} = \frac{-24,740 \pm \sqrt{(24,740)^2 - 4(466)(-794,604)}}{2(466)}$$

$$X_{1,2} = \frac{-24,740 \pm \sqrt{612.0676 + 1481.149 \times 10^6}}{2 \times 466}$$

$$X_{1,2} = \frac{-24,740 \pm 45,751}{2 \times 466} \begin{cases} X_1 = -75.63 \text{ pulg} \\ X_2 = 22.51 \text{ pulg} \end{cases}$$

$X = 22.51$ pulg (ubicación de la deflexión máxima, en tramo EF
(Plano Y-Z) desde el punto "O").

Flecha en el punto $x = 22.51$ pulg.

En Ecuación (II):

$$EIY_1'''' = \frac{940 x^3}{6} + \frac{24,426 x^2}{2} - 787,986 (x) + 4'191,820$$

$$= 1'786,912 + 6'188,328 - 17'737,565 + 4'191,820$$

$$EIY_1'''' = -5'570,505$$

Flecha en punto $x = 19.216$ pulg.

En ecuación (II):

$$EIY_2'' = \frac{940 x^3}{6} + \frac{24,426 x^2}{2} - 787,986 (x) + 4'191,820$$

$$EIY_2'' = 1'111,644 + 4'509,707 - 15'141,939 + 4'191,820$$

$$EIY_2'' = - 5'328,768$$

Para el plano X-Z calculamos la flecha en $X = 22.51$.

$$EIY_2' = -74.66(x^3) + 8,372 x^2 + (-238,981)(x) + 1'133,890$$

$$= -851,560 + 4'242,093 - 5'379,462 + 1'133,890$$

$$EIY_2' = -855,039$$

Resumiendo los datos obtenidos :

| UBICACION | DISTANCIA X | DEFLEXION EIY | | |
|---------------|----------------|---------------|-------------|------------|
| | | PLANO X-Z | PLANO Y-Z | RESULTANTE |
| Extremo rueda | x = 0 | + 1'133,890 | + 3'895,980 | 4'057,630 |
| | x = 19.216 | - 895,750 | - 5'328,768 | 5'403,230 |
| | x = 22.51 | - 855,039 | - 5'570,505 | 5'635,745 |

El diseño del eje por deflexión estará determinado por la deflexión máxima $EIY_{\text{máx}} = +5'403,230$ entre apoyos; sin

embargo, en el Capítulo 9, página 352 Cálculo de Árboles y Ejes, del Libro "Diseño de Elementos de Máquinas" de Faires, se establece que en árboles de transmisión, la deformación no debe exceder de 0.01 pulg por pie de longitud entre soportes. En nuestro caso :

$$Y_{\text{permisible}} = 0.01 \frac{\text{pulg}}{\text{pie}} \times \frac{31.5 \text{ pulg}}{12 \text{ pulg/pie}} = 0.0262 \text{ pulg}$$

Luego:

$$EIY_p = + 5'403,230 \text{ Lb-pulg}^3$$

Donde:

$$Y = 0.0262 \text{ pulg} \quad (\text{máxima deflexión permitida})$$

$$E = 29 \times 10^6 \text{ Lb/pulg}^2 \quad (\text{módulo de elasticidad del acero}).$$

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \quad (\text{momento de inercia de eje redondo}).$$

$$29 \times 10^6 \times \frac{\pi d^4}{64} \times 0.0262 = + 5'641,160$$

$$d^4 = \frac{5'403,230 \times 64}{29 \times 10^6 \times \pi \times 0.0262} = 145$$

$$d = \sqrt[3]{145} = 3.50 \text{ pulg} \quad \text{Diámetro del eje por deflexión.}$$

4.9.3.3 Diseño por Deformación Torsional

La deformación torsional de un eje redondo viene dado por la ecuación:

$$\theta = \frac{TL}{GJ} \quad \text{radianes}$$

Donde:

$$T = 125,993 \text{ Lb-pulg} \quad (\text{momento torsor al eje}).$$

$$L = 43.3 \text{ pulg} \quad (\text{distancia desde la sección que se aplica el momento torsor a la sección en que se encuentra el par torsional resistente}).$$

$$G = 11.5 \times 10^6 \text{ Lb/pulg} \quad (\text{módulo de elasticidad transversal})$$

$$J = \frac{\pi d^4}{32} \quad (\text{momento polar de inercia de la sección en pulg}^4, \text{ para eje redondo}).$$

$$0.25 \leq \theta \leq 3.2^\circ \text{ por metro} \quad (\text{máxima deformación angular permitido en un eje de máquinas, según el libro "Diseño de Elementos de Máquinas" de Faies.})$$

Asumimos el término medio $\theta = 1.72^\circ$ por metro.

Para $l = 43.3$ pulg (1.10 m).

$$\theta = 1.72^\circ = 0.030 \text{ radianes.}$$

Reemplazando datos:

$$0.0335 = \frac{125,993 \times 43.3}{11.5 \times 10^6 \times \frac{\pi d^4}{32}}$$

$$d^4 = \frac{125,933 \times 43.3 \times 32}{11.5 \times 10^6 \times \pi \times 0.030} = 144.17$$

$d = 3.56$ pulg. diámetro del eje por deformación torsional.

Resumiendo:

Diámetro de Eje calculados

| Por Código ASME | Por Deflexión | Por Deformación Torsional |
|--------------------|---------------|------------------------------|
| 385 pulg | 3.50 pulg | 3.56 pulg |

CONCLUSION: Seleccionamos un eje de 100 mm ϕ , acero equivalente al AISI 1045.

4.9.3.4 Selección de la chaveta

Se seleccionará una chaveta cuadrada de 1" x 1" según lo indicado anteriormente.

La longitud de la chaveta se calculará por :

a) Cizalladura o corte

$$L = \frac{2 T}{\frac{S_{sy}}{\eta} \times b \times D}$$

Donde:

$T = 125,993$ Lb-pulg (torque)

$S_{sy} = 33,000$ Lb/pulg (esfuerzo al corte, según considera-

ción anterior).

$\eta = 2$ (coeficiente seguridad).

$b = 1$ pulg (ancho chaveta).

$D = 4$ pulg (diámetro del eje).

Reemplazando:

$$L = \frac{2 \times 125,993 \text{ Lb-pulg}}{\frac{33,000}{2} \times 1 \times 4} = 3.82 \text{ pulg}$$

b) Por aplastamiento

Efectuando el mismo cálculo efectuado anteriormente se tiene :

$$L = 3.82 \text{ pulg.}$$

Tomando en cuenta las dos consideraciones, seleccionamos, para la unión de la RUEDA DENTADA CON EL EJE, una chaveta cuadrada de 1" x 1" x 4", como mínimo.

4.9.3.5 Selección de las chumaceras.

La selección de las chumaceras se harán, en función a la carga máxima radial que se presenta en el apoyo "E".

$$R_E = 5,855 \text{ Lbs.}$$

a) La duración de la chumacera será:

$$L = 60 \times 10^6 \times N \times L_n$$

$L_n = 10,000$ horas : duración nominal asumida

$N = 1.0$ R.P.M. : velocidad de rotación.

$$L = 60 \times 10^6 \times 1 \times 10,000 = 6$$

b) Seguridad de la carga requerida.

$$(C/P) = 11/P$$

Donde $p = 3$ para rodamiento de bolas

$$(C/P) = (6)^{1/3} = 1.81$$

c) Estimamos que $F_a/F_r < e$ entonces $x = 1, y = 0$

La carga equivalente será:

$$P = F_r = R_E = 5,855 \text{ Lbs.}$$

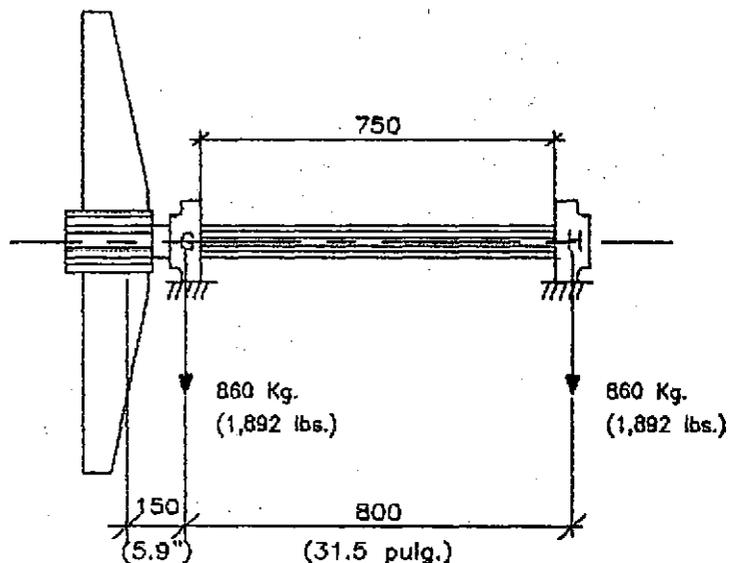
La capacidad de carga dinámica es:

$$C = (C/P) \times P = (1.81) (5,855) = 10,600 \text{ Lbs.}$$

$$C = 48 \text{ KN}$$

En los soportes E y F seleccionamos rodamientos autoalineantes, similar al SKF 6020. Para eje de 100 mm ϕ . Este rodamiento se instalará, en un soporte de rodamiento prefabricado.

4.10 DISEÑO DEL SISTEMA DE ROTACION DEL LADO DEL APOYO MOVIL.

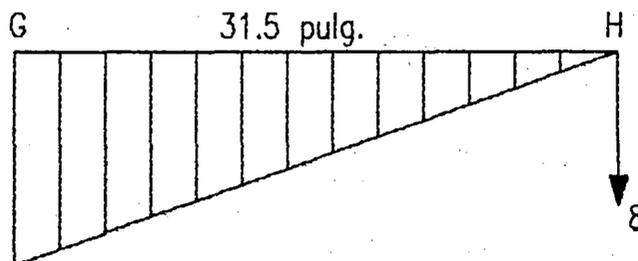


El toque que soporta el eje del apoyo móvil, es lo suficiente para vencer los momentos torsores en los cojinetes G y H. Equivalentes a 13 kg-m por cada cojinete (fueron estimados en el punto 4.3 del presente estudio).

La torsión debido al momento de inercia de las masas o en este caso del eje, es prácticamente despreciable y no lo consideramos. (En el punto 4.4 se calculó y se verificaron que son mínimas).

$$M_T = 2 \times 13 \text{ kg-m} = 26 \text{ kg-m} = 2252 \text{ Lb-pulg (por los 2 cojinetes)}.$$

4.10.1 Máximo Momento Flector



$$M_G = 59,600 \text{ lb. - pulg.}$$

$$M_{\max} = 59,600 \text{ lb. - pulg.}$$

4.10.2 Cálculo de las dimensiones del eje lado móvil, según el Código ASME.

Aplicando la fórmula :

$$d = \sqrt{\frac{16}{\pi \tau d} \times \sqrt{(K_m \times M_b)^2 + (K_T \times M_T)^2}}$$

Donde:

$M_b = 59,600 \text{ Lb} \cdot \text{pulg}$ (máximo momento flector en tramo GH).

$M_T = 2,252 \text{ Lb} \cdot \text{pulg}$ (momento torsor)

$K_m = 1.5$ (de acuerdo a las mismas consideraciones efectuadas en el punto 4.9).

$K_T = 1.0$

$\tau_d = 12,067 \text{ Lb/pulg}^2$

Reemplazando :

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \times 12,067} \sqrt{(1.5 \times 59,600)^2 + (1.0 \times 2,252)^2}}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \times 12,067} \times (89,430)} = \sqrt[3]{37.75} = 3.35 \text{ pulg}$$

$d = 3.30 \text{ pulg}$. Diámetro calculado según Código ASME.

4.10.3 Cálculo del Eje de flexión

La ecuación del momento (Tramo $\bar{H} \bar{G}$) de H hacia G, es $M = 1,892 x$.

$$EI \frac{dy^2}{dx^2} = M = 1,892 X$$

$$EI \frac{dy}{dx} = \frac{1,892 x^2}{2} + C_1 \quad \dots(I)$$

$$EIY = \frac{1892 x^3}{6} + C_1 x + C_2 \quad \dots(II)$$

$$\text{Para } x = 0 \Rightarrow y = 0 \Rightarrow C_2 = 0$$

$$\text{Para } x = 3.15 \Rightarrow y = 0$$

$$0 = 9'856,019 + C_1 x + 0$$

$$C_1 = - 312,890$$

$$C_2 = 0$$

La máxima deflexión en tramo GH $\Rightarrow \frac{dy}{dx} = 0$

$$0 = \frac{1892}{2} x^2 - 312,890$$

$$x^2 = \frac{2 \times 312,800}{1,892} = 330$$

$x = 18,165$ pulg Ubicación de la flecha máxima.
 En tramo GH hacia la izquierda del
 punto H.

Cálculo de la flecha máxima, para $x = 18.165$ pulg.

$$EI Y_{\text{máx}} = \frac{1,892 x^3}{6} - 312,890$$

$$EI Y_{\text{máx}} = 1'577,172$$

Considerando:

$$Y_{\text{permisible}} = 0.01 \frac{\text{pulg}}{\text{pie}} \times \frac{31.5 \text{ pulg}}{12 \text{ pulg/pie}} = 0.262 \text{ pulg}$$

Lucgo :

$$E = 29 \times 10^6 \text{ Lb/pulg}^2 \quad (\text{Módulo elasticidad del acero}).$$

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \quad (\text{Momento de inercia del eje redondo}).$$

$$d^4 = \frac{1'577,172 \times 64}{29 \times 10^6 \times \pi \times 0.0262} = 42.3 \text{ pulg}^4$$

$d = 2.50$ pulg (diámetro por deflexión)

4.10.4 Cálculo por deformación torsional

$$\theta = \frac{TL}{GJ}$$

$T = 2,252$ Lb-pulg (torsión en el eje)

$L = 31.5$ pulg (longitud del eje entre apoyos)

$G = 11.5 \times 10^6$ Lb/pulg (Módulo de elasticidad transversal para el acero).

$$J = \frac{\pi d^4}{32}$$

$\theta = 1.72^\circ/\text{metro} \times 0.80 \text{ m} = 1.4^\circ = 0.0244$ radianes.

$$d^4 = \frac{2,252 \times 31.5 \times 32}{11.5 \times 10^6 \times \pi \times 0.0244} = 2.57$$

$d = 1.2$ pulg (diámetro mínimo por deformación torsional).

RESUMEN :

| Por Código ASME | Por Deflexión | Por deformación Torsional |
|--------------------|---------------|------------------------------|
| 3.30 pulg | 2.50 pulg | 1.2 pulg |

Seleccionamos eje de 85 mm de diámetro, como mínimo de acero AISI 1045 o similar.

4.10.5 Selección de la chaveta

Seleccionamos una chaveta cuadrada de 7/8" x 7/8" de acero AISI 1020 laminado al frío.

La longitud de la chaveta, lo calculamos por cizalladura o corte:

$$\text{De la fórmula : } L = \frac{2T}{\frac{S_{sy}}{\eta} \times b \times D}$$

$$T = 2,252 \text{ lb-pulg}$$

$$S_{sy} = 33,000 \text{ lb/pulg}^2$$

$$\eta = 2$$

$$b = 7/8" = 0.875 \text{ pulg}$$

$$D = 3.35 \text{ pulg (85 mm)}$$

$$L = \frac{2 \times 2,252}{33,000} = 0.10 \text{ pulg}$$

$$\frac{\text{-----}}{3} \times 0.875 \times 3.35$$

Adoptamos chaveta cuadrada de $7/8'' \times 7/8'' \times 1''$ como mínimo.

4.10.6 Selección de las Chumaceras.

Carga máxima en cualquier apoyo

$$R_g = R_h = R_{\max} = 1892 \text{ Lbs.}$$

La duración de la chumacera será para 10,000 horas de

$$\text{funcionamiento } L_n = 10,000 \quad N = 1 \text{ R.P.M.}$$

$$l = 60 \times 10^{-6} \times 1 \times 10,000 = 6$$

El coeficiente de seguridad.

$$(c/p) = (6)^{1/3} = 1.81$$

Para $F_a / F_r < e$ entonces $X = 0, Y = 0$

$$\text{La carga equivalente: } P = F_r = F_h - 6 = 1,892$$

La capacidad de carga dinámica.

$$C = (c/p) \times P = 1.81 \times 1,892 = 3,430 \text{ Lbs.}$$

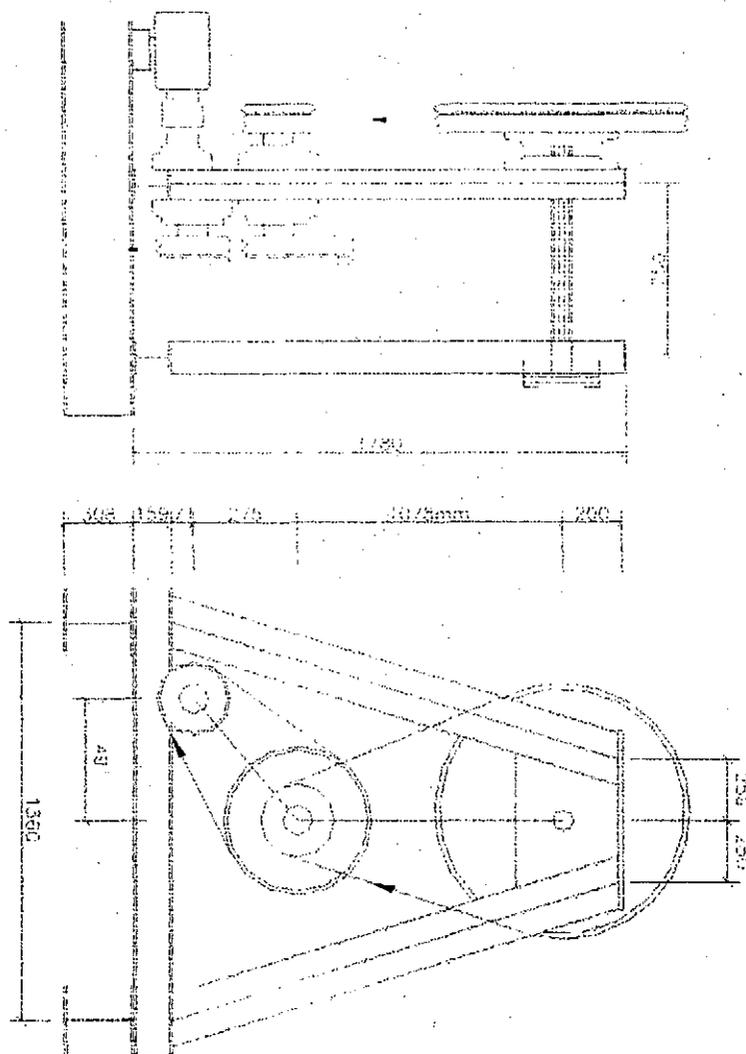
$$C = 16 \text{ KN.}$$

Seleccionamos rodamientos autolineantes, similar al rodamiento SKF 6017, para los soportes G – H, debido a que no se encuentran soportes tipo “y” para $d=85\text{m}$.

Los soportes que se usaran, serán prefabricados.

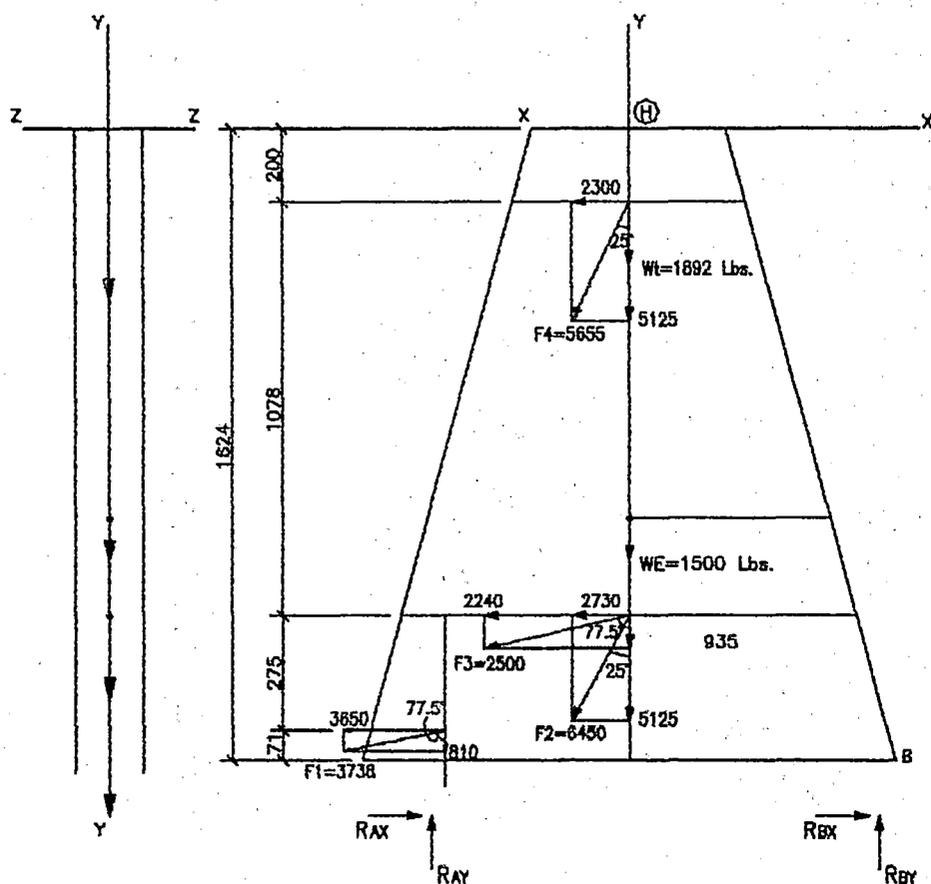
4.11. Diseño de la Estructura Soporte

a.- Soporte Movil



4.11.1 Cálculo de las reacciones

De las 2 estructuras soportes (fijo y móvil) analizaremos el comportamiento de resistencia del soporte fijo, debido a que está afectado por las cargas de transmisión, de las cadenas de rodillo. Sin embargo, este soporte fijo, está formado por 2 pórticos tipo trapezoidal, de estos 2 analizaremos siempre al que lleva las cargas de transmisión de potencia. Estas cargas serán transmitidas a la estructura, por medio de las reacciones en los rodamientos.



Para fines de cálculo de la estructura, consideramos que la fuerza de las tensiones de las cadenas, se encuentran prácticamente actuando en la estructura, debido a que las ruedas se ubican pegadas a la estructura.

Donde:

$R_c = 1,892$ Lbs. [reacción debido al peso de los tubos considerados
en el punto 4.1 (860 kg)]

$W_T = 1,500$ Lbs. (peso de la estructura más peso de los accesorios).

Wacero = 250 kg = 550 Lbs.

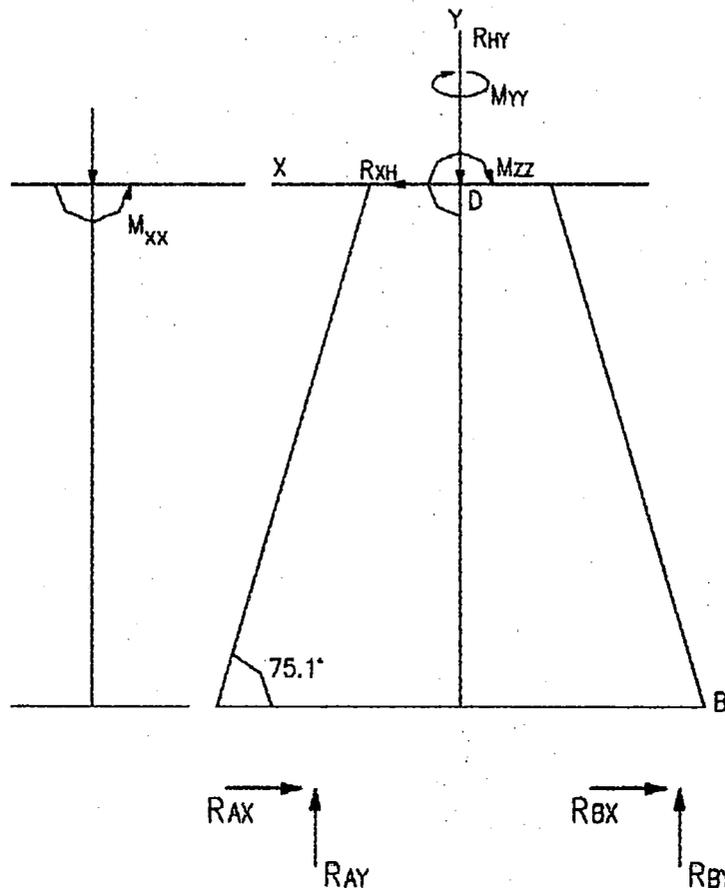
W.ejes = 120 kg = 260 Lbs.

W.ruedas = 470 kg = 470 Lbs.

W.cojin. = 100 Lbs = 100 Lbs.

Otros 10% = 120 Lbs.

TOTAL = 1,500 Lbs.



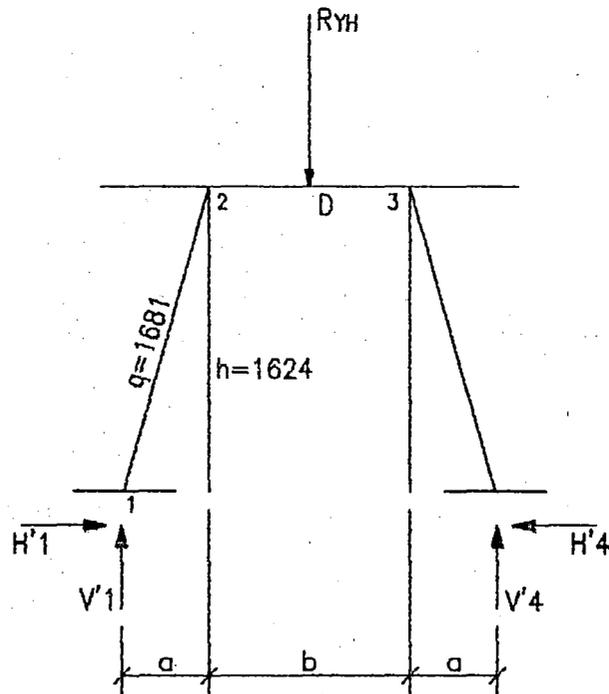
$$\begin{aligned}
 R_{yH} &= F_{1y} + F_{2y} + F_{3y} + F_{4y} + WT + WE \\
 R_{yH} &= 810 + 5855 + 541 + 5125 + 1892 + 1,500 = 15,23 \text{ Lbs.} \\
 R_{xH} &= F_{1x} + F_{2x} + F_{3x} + F_{4x} \\
 &= 3650 + 2730 + 2240 + 2390 = 11,010 \text{ Lbs.} \\
 \\
 M_{zz} &= F_{4x}(200) + F_{3x}(1,278) + F_{2x}(1278) + F_{1x}(1553) - F_{1y}(491) \\
 &= 2390(209) + 2240(1278) + 2730(1,278) + 3650(1,553) - \\
 &\quad 810(491) \\
 &= 478,000 + 2862,720 + 3,488,940 + 5,668,450 - 397,710 \\
 &= 12,100,400 \text{ Lbs.-mm} \diamond 476,394 \text{ Lb-pulg.} \\
 M_{xx} &= F_{4y}(170) - F_{3y}(170) + F_{2y}(170) - F_{1y}(170) \\
 &= 5125(170) - 541(170) - 5855(170) - 810(170) \\
 &= 871,250 - 91,970 + 995,350 - 137,700 \\
 &= 1,636,930 \text{ Lb.-mm} \diamond 64,450 \text{ Lbs.-pulg.} \\
 M_{yy} &= F_{4x}(170) + F_{2x}(170) - F_{3x}(170) - F_{1x}(170) \\
 &= 2390(170) + 2730(170) - 2240(170) - 3650(170) \\
 &= 406,300 + 464,100 - 380,800 - 620,500 = -130,900 \text{ Lb-mm} \\
 M_{yy} &= -130,00 \text{ Lb-mm} \diamond -5,154 \text{ Lb-pulg.}
 \end{aligned}$$

Como podemos apreciar el M_{yy} es pequeño respecto al M_{xx} y M_{zz} y por lo tanto, no lo consideraremos para fines de cálculo de la estructura.

El cálculo de las reacciones y determinación de momentos máximos, lo efectuaremos por medio de superposición de cargas.

Según el libro de "Arcos y Pórticos" de Sergio Leontovich, podemos tener :

a)



$$R_{yH} = 15,723 \text{ Lbs.}$$

$$H_1 = H_4 = \frac{R_{yH}}{2h} \left(a + \frac{3b}{A} \right)$$

Donde:

$$a = 430 \text{ mm}$$

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

$$\phi = \frac{I_1 - 2}{Y_{2-3}} \times \frac{b}{q} \text{ pero: } I_{1-2} = I_{2-3}$$

$$\phi = \frac{b}{q} = \frac{250}{1681} = 0.1487$$

$$A = 4 \left(3 + \frac{2}{\phi} \right) = 4 \left(3 + \frac{2}{0.1487} \right)$$

$$A = 65.80$$

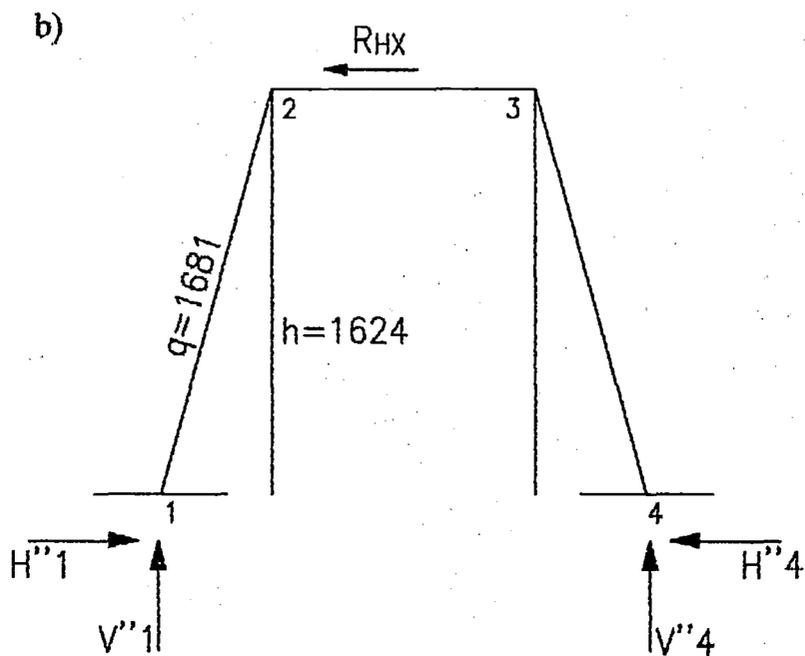
$$h = 1,624$$

$$H_1 = H_4 = \frac{15,723}{2 \times 1624} \left(430 + \frac{3 \times 500}{65.80} \right)$$

$$H_1 = H_4 = 2,192 \text{ Lbs.}$$

$$V'_1 = V'_4 = \frac{RyH}{2} = \frac{15,723 \text{ Lb.}}{2} = 7,861.5 \text{ Lbs.}$$

$$V''_1 = V''_4 = 7,861.5 \text{ Lbs.}$$



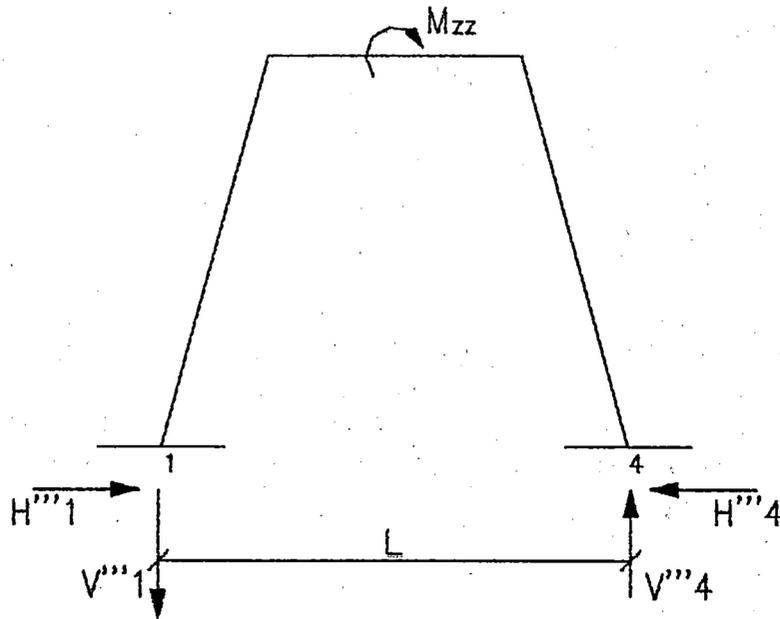
$$H''_1 = H''_2 = \frac{Rhx}{2} = \frac{11010}{2} = 5505 \text{ Lbs.}$$

$$H''_1 = H''_2 = 5505 \text{ Lbs.}$$

$$V''_1 = V''_4 = \frac{Rhx \times h}{L} = \frac{11,010 \times 1624}{1380} = 12,957 \text{ Lbs.}$$

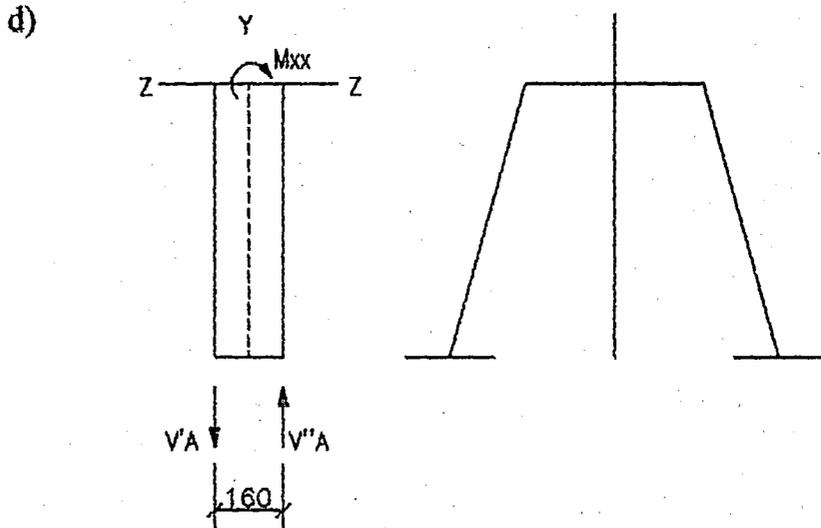
$$V''_1 = V''_4 = 12,957 \text{ Lbs.}$$

c)



$$H_1 = H_4 = 0$$

$$V_1 = -V_4 = \frac{M_{zz}}{L} = \frac{12'100,400 \text{ Lb-mm}}{1,360 \text{ mm}} = 8,897 \text{ Lbs.}$$



$$V_A = \frac{M_{xx}}{160} = \frac{1'636,930}{160} = 10,230 \text{ Lbs.}$$

$$\text{En cada columna} = \frac{10,230}{2} = 5,115 \text{ Lbs.}$$

Superponiendo efectos tenemos :

$$R_{Ax} = H'_1 + H''_1 + H'''_1 = 2,194 + 5505 + 0 = 7,699 \text{ Lbs} = R_{Ax}$$

$$R_{Bx} = H'_4 + H''_4 + H'''_4 = 2,194 + 5505 + 0 = 3,311 \text{ Lbs} = R_{Bx}$$

ΣM_A Eje ZZ

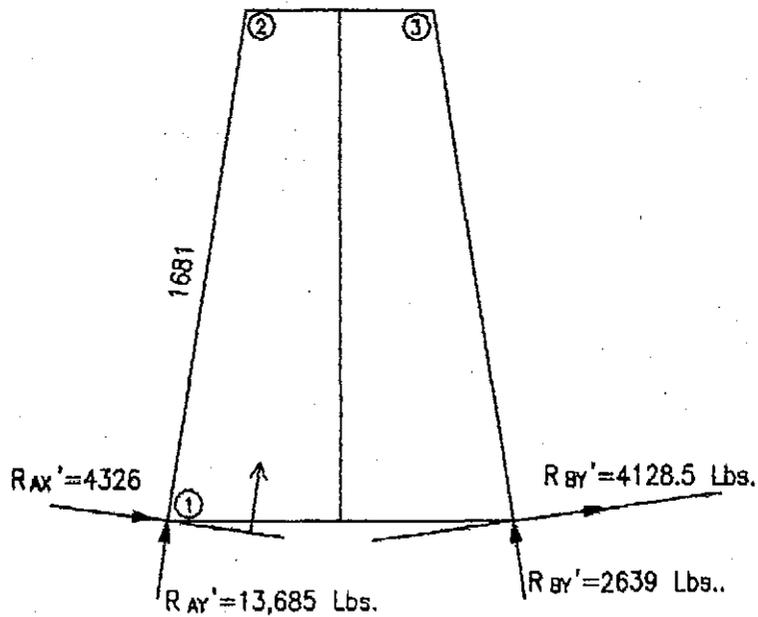
$$R_{Hy} (680) - R_{By} (1,360) - R_{Hx} (1,624) + M_{ZZ} = 0$$

$$15723 (680) - R_{By} (1,360) - 11,010 (1,624) + 12'100,400 = 0$$

$$10'691,640 - R_{By} (1,360) - 17'880,240 + 12'100,400 = 0$$

$$R_{By} = 3611 \text{ Lbs.}$$

$$R_{Ay} = 12,112 \text{ Lbs.}$$



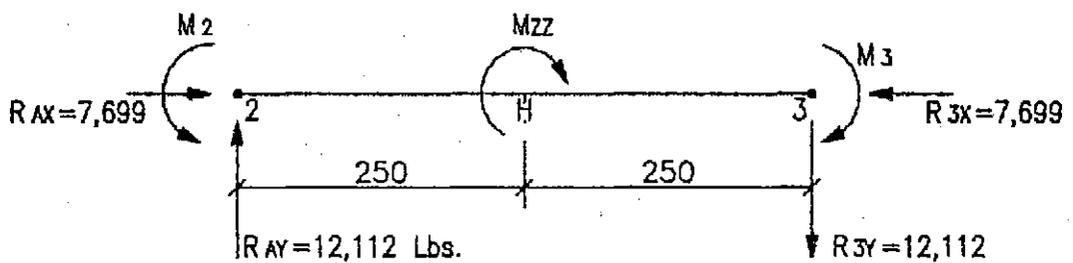
TRAMO 1-2

$$M_{y'} = R_{Ax}'(Y')$$

$$\left[\begin{array}{l} \text{Para } Y' = 0 \Rightarrow M_{y'} = 0 \\ \text{Para } Y' = 1681 \text{ mm } M = M_{y'} = 7'272,006 \text{ Lb} \cdot \text{mm} \angle \rightarrow \\ -286,300 \text{ Lb} \cdot \text{pulg} \end{array} \right.$$

$$V_y = R_{Ax}' \quad \text{Para } Y' = 0 \Rightarrow V_y = R_{Ax}' = 4,326 \text{ Lbs.}$$

TRAMO 2-3



Ecuación de momentos flectores y cortantes.

TRAMO Z-H

$$M_{z-H} = -M_z + R_{AY}(x) \begin{cases} \text{Para } x = 0 \\ M_{ZH} = M_z = -7'272,006\text{lb} - \text{mm} (-286,300\text{Lb} - \text{pulg}) \\ \text{Para } x = 250 \\ M_{z-H} = -7'272,006 + 12,112(250) = -4,244,006\text{Lb} - \text{mm} \\ (-167,087\text{Lb} - \text{pulg}) \end{cases}$$

$$V_{z-H} = R_{AY} \begin{cases} \text{Para } x = 0 \Rightarrow V = 12,112 \text{ Lbs.} \\ \text{Para } x = 250 \Rightarrow V = 12,112 \text{ Lbs.} \end{cases}$$

TRAMO 2-3

$$M_{2-3} = -M_z + R_{AY}(x - 250) + M_{ZZ} \begin{cases} \text{Para } x = 250 \\ M_H = -7'272,006 + 12,112(0) + 12'100,400 \\ = +4'828,394\text{lb} - \text{mm} (+190,095\text{Lb} - \text{pulg}) \\ \text{Para } x = 500 \\ M_3 = -7'272,006 + 12,112(250) + 12'100,400 \\ M_3 = +7'856,394\text{Lb} - \text{mm} (+309,307\text{Lb} - \text{pulg}) \end{cases}$$

$$V_{2-3} = R_{AY} \{V = 12,112 \text{ Lbs.}\}$$

TRAMO 4-3

$$M_{4-3} = R_{BY'}(Y') \begin{cases} Y' = 0, M_3 = 0 \\ Y' = 1624, M_4 = 4,1285x(1,624) = 6'704,684\text{Lb} - \text{mm} \\ (263,964\text{Lb} - \text{pulg}) \end{cases}$$

$V_{4-3} = R_{BY} = 4,128.5 \text{ Lbs.}$

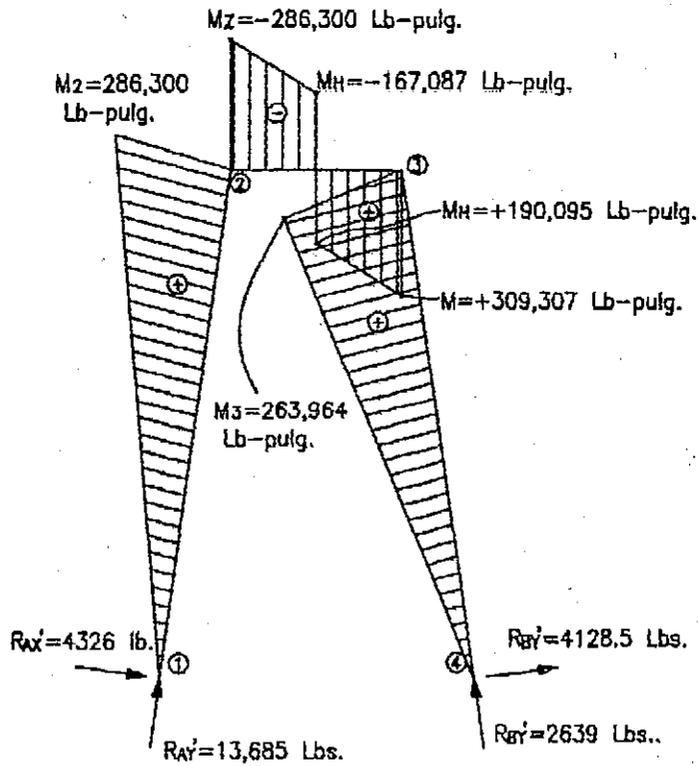


DIAGRAMA DE MOMENTOS FLECTORES DEL PORTICO EN EJE ZZ (PLANO XY)

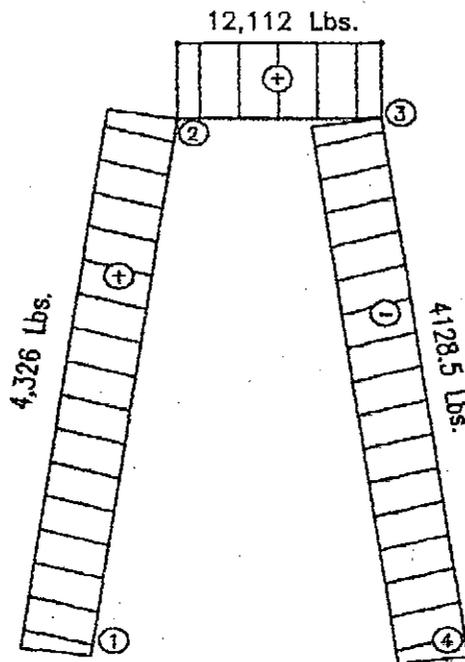
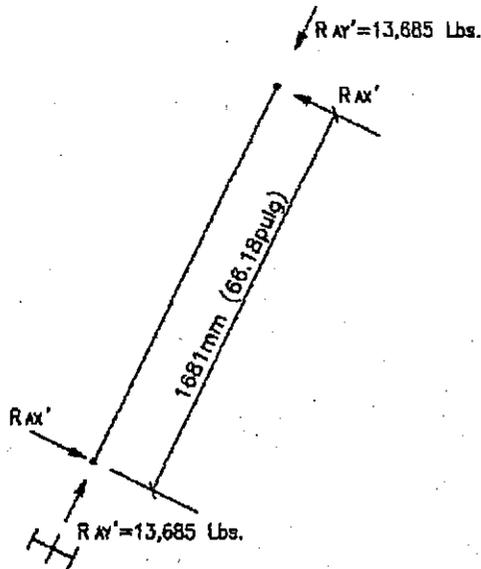


DIAGRAMA DE ESFUERZOS CORTANTES (PLANO XY)

4.11.2 Cálculo de las Columnas

De los diagramas de Momentos Flectores y Esfuerzos cortantes, se deduce que la columna 1-2 es la más crítica y por lo tanto, se efectuará el diseño correspondiente.



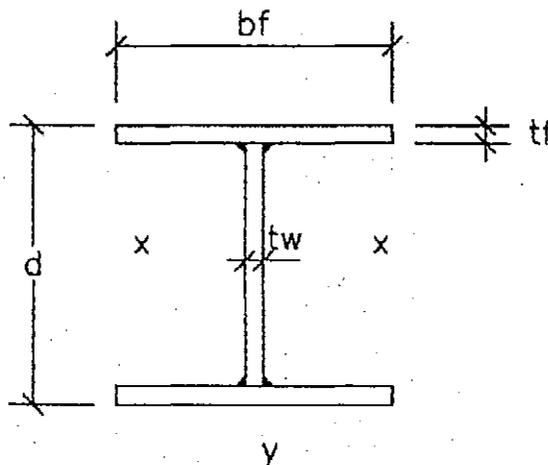
$$M_{\text{máx}} = M \text{ eje } zz = 286,300 \text{ Lbs-pulg}$$

$$M_{\text{máx}} = M \text{ eje } xx = 64,450 \text{ Lbs-pulg}$$

$$R_{Ay'} = 13,685 \text{ Lb (fuerza compresión)}$$

$$R_{Ax'} = 4,326 \text{ Lb (fuerza cortante)}$$

- a) Para la columna seleccionamos un perfil compacto según las Normas de la American Instituto of Steel Construction (AISC). Este perfil lo fabricaremos de planchas soldadas y será similar al W8 x 28 Lbs/pie (según el AISC). Siendo sus características las siguientes :

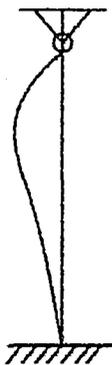


| | |
|---|---|
| $A = 8.25 \text{ pulg}^2$ | (Area transversal del perfil) |
| $d = 8 \text{ pulg.}$ | (Altura o peralte del perfil) |
| $t_w = 5/16 \text{ pulg (8 mm)}$ | (Espesor del alma) |
| $b_f = 6 \frac{1}{2} \text{ pulg (165.0 mm)}$ | (Ancho del ala del perfil) |
| $t_f = 7/16 \text{ pulg (12.5 mm)}$ | (Espesor del ala) |
| $I_{xy} = 98 \text{ pulg}^4$ | (Momento de inercia respecto al eje xx) |
| $I_{yy} = 21.7 \text{ pulg}^4$ | (Momento de inercia respecto al eje yy) |
| $S_{xx} = 24.3 \text{ pulg}^3$ | (Módulo de sección respecto al eje xx) |
| $S_{yy} = 6.63 \text{ pulg}^3$ | (Módulo de sección respecto al eje yy) |
| $r_{xx} = 3.45 \text{ pulg}$ | (radio de giro respecto al eje xx) |
| $r_{yy} = 1.62 \text{ pulg}$ | (radio de giro respecto al eje yy) |

Material: plancha PG-E24 de SIDERPERU, equivalente al ASTM
A-36 de $F_y = 36,000 \text{ PSI}$.

b) Extremos de la Columna

Consideramos que un extremo está articulado y el otro fijo.



$K = 0.707$ (coeficiente debido a condiciones de extremo de la columna).

$$L = K l$$

$$L = 0.707 \times 66.18 \text{ pulg}$$

$L = 46.8 \text{ pulg}$ (longitud efectiva de la columna).

c) Esfuerzo de compresión permisible (F_a) debido a carga axial.

De la Tabla 3-36 página 5-74 de las Especificaciones del Manual de la AISC Octava edición, podemos obtener el Esfuerzo Permisible para miembros a compresión.

$$\text{Para: } \frac{Kl}{r_{yy}} = \frac{46.8 \text{ pulg}}{1.62 \text{ pulg}} = 28.9 \text{ Obtenemos: (tomamos el "r" menor)}$$

$F_a = 20.00 \text{ KSI}$ Esfuerzo permisible a compresión para una longitud efectiva de 46.8 pulg respecto al menor radio de giro (r_{yy}).

d) Esfuerzo de compresión actuante (f_a)

$$f_a = \frac{F}{A}$$

Donde:

$$F = 13,625 \text{ Lbs.} \quad (\text{carga axial igual a } R_{AY'})$$

$$A = 8.25 \text{ pulg}^2 \quad (\text{Area de la sección del perfil})$$

$$f_a = \frac{13,625 \text{ Lb}}{8.25 \text{ pulg}^2} = 1,952 \text{ Lb/pulg}^2$$

$$\text{e) } \frac{f_a}{F_a} = \frac{1,952 \text{ Lb/pulg}^2}{20,000 \text{ Lb/pulg}^2} = 0.097$$

f) Según la sección 1.6 "combined stresses" del Manual AISC, como :

$$\frac{f_a}{F_a} \leq 0.15 \text{ se tiene que verificar la columna por}$$

la ecuación:

$$\frac{f_a}{F_a} + \frac{f_{bx}}{F_{bx}} + \frac{f_{by}}{F_{by}} \leq 1.0$$

g) Esfuerzo de flexión permisible (Fb)

Consideremos:

$$F_b = 0.66 F_y = 0.66 \times 36,000 \text{ Lb/pulg}^2 = 23,760 \text{ Lb/pulg}^2$$

(Esfuerzo permisible para sección compacta).

$$F_{bxx} = F_{byy} = 23,700 \text{ Lb/pulg}^2$$

h) Esfuerzos de Flexión Actuantes (fb)

$$f_{bxx} = \frac{M_{zz\text{máx}}}{S_{xx}} = \frac{286,300 \text{ Lb-pulg}}{24.3 \text{ pulg}^3} = 11,660 \text{ Lb/pulg}^2$$

$$f_{byy} = \frac{M_{ej\text{exx}}}{S_{yy}} = \frac{64,450 \text{ Lb-pulg}}{6.63 \text{ pulg}^3} = 9,720 \text{ Lb/pulg}^2$$

i) Aplicando ecuación del punto f

$$\frac{f_a}{F_a} + \frac{f_{bx}}{F_{bx}} + \frac{f_{by}}{F_{by}} \leq 1.0$$

$$0.097 + \frac{11,660}{23,700} + \frac{9,720}{23,700} \leq 1.0$$

$$0.097 + 0.492 + 0.41 \leq 1.0$$

$$0.999 \leq 1.0 \quad \text{correcto, acceptable.}$$

j) Verificación por corte (Fv)

Esfuerzo cortante permisible $f_v = 0.4 \times F_y$

$$f_v = 0.4 \times 36,000 = 14,400 \text{ PSI}$$

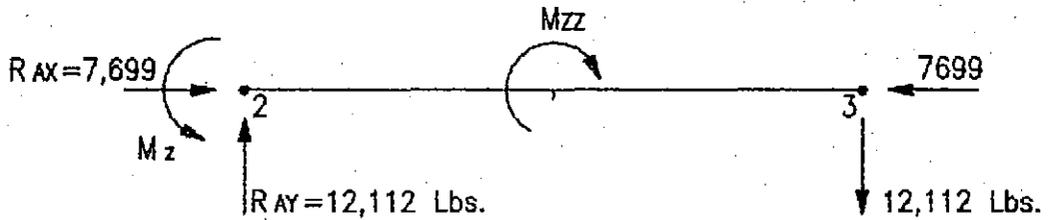
$$\text{Esfuerzo cortante actuante (Fv)} = \frac{F_v}{A} = \frac{\text{Fuerza cortante}}{\text{Area}}$$

$$F_v = \frac{4,326 \text{ Lb}}{8.25 \text{ pulg}^2} = 524 \text{ Lb/pulg}^2$$

Como $F_v = 524 \text{ Lb/pulg}^2 < f_v = 14,400 \text{ Lb/pulg}^2$, Es correcto

- k)** Por lo tanto, para las columnas adoptamos un perfil fabricado de planchas soldadas, de acero PG-E24 SIDER PERU, según las características del perfil W8 x 20 de la A.I.S.C.

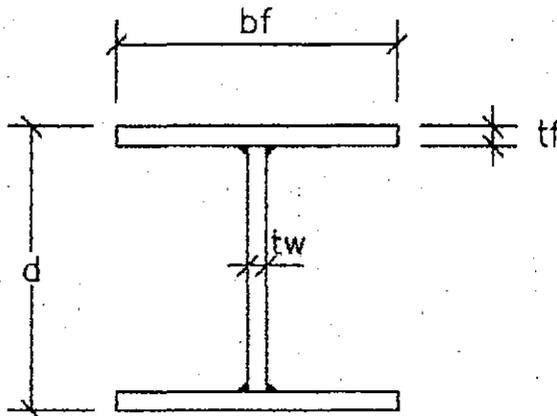
4.11.3 Cálculo de la Viga 2-3 (superior)



De acuerdo al diagrama de momentos flectores del punto 4.11.1 se tiene que, el $M_{\text{máximo}}$ alrededor del eje zz es igual a 309,307 Lb-pulg.

Para la viga, elegimos un perfil que tenga un peralte de aproximadamente de 400 mm de altura, ésto con el fin de ubicar las chumaceras.

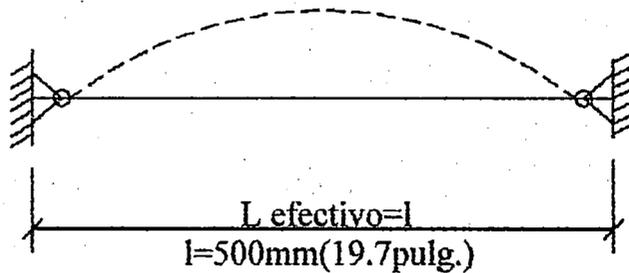
- a) Elegimos el perfil W16 x 26 de las siguientes características:



| | | |
|-------|-----|--------------------------------|
| A | $=$ | 7.68 pulg ² |
| d | $=$ | 15 $\frac{3}{4}$ pulg (400 mm) |
| t_w | $=$ | $\frac{1}{4}$ pulg (6.4 mm) |
| b_f | $=$ | 5 $\frac{1}{2}$ pulg (140 mm) |
| t_f | $=$ | $\frac{3}{8}$ pulg (9.5 mm) |

$$\begin{aligned}
 \text{peso} &= 25 \text{ Lb/pie (37.2 kg/m)} \\
 I_{xx} &= 301 \text{ pulg}^4 \\
 I_{yy} &= 9.59 \text{ pulg}^4 \\
 S_{xx} &= 38.4 \text{ pulg}^3 \\
 S_{yy} &= 3.49 \text{ pulg}^3 \\
 r_{xx} &= 6.26 \text{ pulg} \\
 r_{yy} &= 1.12 \text{ pulg}
 \end{aligned}$$

- b) La viga está sometida a flexo-compresión, por tanto, para el análisis de columna se considera que en ambos extremos, está articulada.



En este caso se considera $K = 1.0$, por tanto:

$$L = 1.0 \times l$$

$$L = 1.0 \times 19.7 \text{ pulg}$$

$$L = 19.7 \text{ pulg. Longitud efectiva de la columna.}$$

- c) **Esfuerzo de compresión permisible (F_a)**

De la tabla 3-36 página 5-74 del AISC obtenemos:

$$\text{Para : } \frac{Kl}{r_{yy}} = \frac{19.7 \text{ pulg}}{1.12 \text{ pulg}} = 17.6$$

Obtenemos: $F_a = 20,740 \text{ Lbs/pulg}$

Esfuerzo permisible a
compresión, para el
menor radio de giro.

d) **Esfuerzo de compresión actuante (f_a)**

$$f_a = \frac{F}{A} = \frac{7,699 \text{ Lb}}{7.68 \text{ pulg}^2} = 1,002 \text{ Lb/pulg}^2$$

e)
$$\frac{f_a}{F_a} = \frac{1,002 \text{ Lb/pulg}^2}{20,740 \text{ Lb/pulg}} = 0.048$$

f) Como f_a

$$\frac{f_a}{F_a} \leq 0.15$$

se tiene que verificar:

$$\frac{f_a}{F_a} + \frac{f_b}{F_{bx}} + \frac{f_{by}}{F_{by}} \leq 1$$

g) **Esfuerzo de Flexión, permisible (F_b)**

Consideramos $F_b = 0.66F_y = 23,760 \text{ Lb/pulg}^2$

h) Esfuerzo de Flexión actuante (f_b)

$$f_{bxx} = \frac{M_{m\acute{a}x}}{S_{xx}} = \frac{309,307 \text{ Lb-pulg}}{38.4 \text{ pulg}^3} = 8,055 \text{ Lb/pulg}^2$$

$$f_{byy} = 0$$

i)

$$\frac{f_a}{F_a} + \frac{f_{bxx}}{F_b} \leq 1.0$$

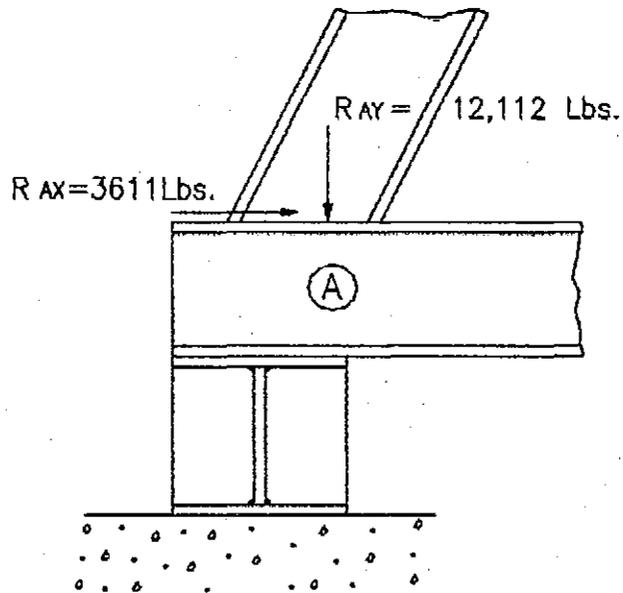
$$0.048 + \frac{8055}{23,760} = 0.38 \leq 1.0 \quad \text{O.K. correcto}$$

j) Para la viga travesaño, se seleccionará una viga de plancha soldada, fabricada de Acero PG-E24 SIDERPERU con dimensiones mínimas comparadas con las características del perfil W16 x 26 de la AISC.

Para fines de ensamble, el ala de este perfil, se fabricará igual al ala del perfil de la columna, como tendrá mayor dimensión en el ala, el perfil estará correcto.

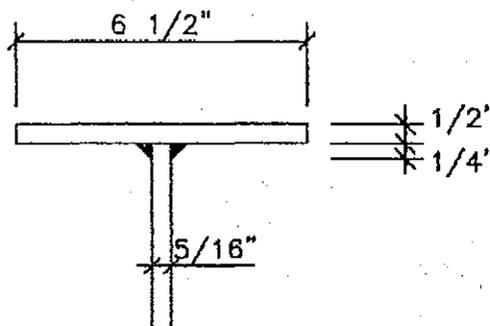
4.11.4 Diseño del travesaño inferior 1-4

Este travesaño servirá de apoyo del pórtico y recibirá las reacciones de las bases de la columna, para nuestro caso. Analizaremos para la base "1" que es la que está más sobrecargada respecto a la base "4" (punto N° 4.11.1).



Para el perfil A, se adoptará el mismo perfil de las columnas, calculado en el punto 4.11.2, es decir W8 x 28 Lb/pie.

- a) **Verificación del alma por aplastamiento (Sección N° 1.10.10 del AISC).**



Se debe cumplir para reacciones extremas:

$$\frac{R}{t(N+K)} \leq 0.75 F_y$$

Donde:

$$R = 12,112 \text{ Lb} \quad (\text{reacción de la carga concentrada})$$

$$t = 5/16'' \quad (\text{espesor del alma})$$

$$K = \frac{1}{2} + \frac{1}{4} = \frac{3}{4} \text{ pulg} \quad (\text{distancia del extremo del ala, al borde opuesto de soldadura}).$$

$$N = 0.75 \text{ pulg} \quad (\text{longitud de contacto, no menor de } K)$$

$$F_y = 36,000 \text{ P.S.I.}$$

Reemplazando datos se tiene:

$$\frac{12,112 \text{ Lb}}{0.3125 \text{ pulg}(0.75+0.75) \text{ pulg}} = \frac{5,840 \text{ Lb}}{\text{pulg}^2} \leq 0.75 \times 36,000 =$$

$$27,000 \text{ Lb/pulg}^2. \quad \text{No requiere rigidizadores}$$

b) Verificación de Esfuerzo cortante en el alma

Según el Manual de la AISC. Punto 1.5.1.2.4, el valor máximo del esfuerzo cortante, sobre el área efectiva, no debe exceder a $0.40 F_y$.

$$\text{Area del alma} = (5/16'' \times 7'') = 2.18 \text{ pulg}^2$$

Esfuerzo cortante actuante:

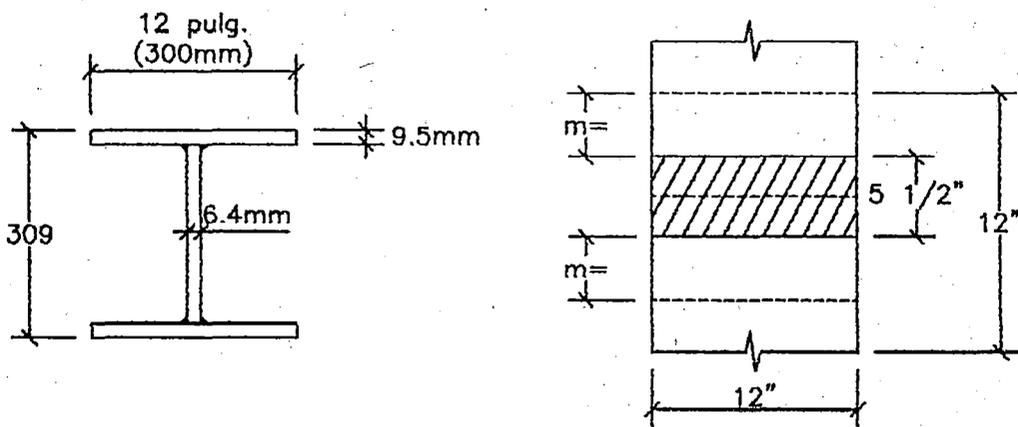
$$F_v = \frac{R}{A} = \frac{12,112 \text{ Lb}}{2.18 \text{ pulg}^2} = 5,555 \text{ Lb/pulg}^2$$

$$F_v = 5,555 \text{ Lb/pulg}^2 \leq 0.4 \times 36,000 =$$

$$= 14,400 \text{ Lb/pulg}^2. \quad \text{OK (cumple)!}$$

- c) Por tanto, es aceptable el perfil propuesto, también es aceptable el perfil B, W12 x 19 Lb/pie, que servirá como soporte entre la estructura de la corrugadora y el concreto. Es mayor esta selección, porque es un perfil de mayor dimensión que el A y estará sometido a las mismas cargas de A. Sin embargo, verificaremos el ala en contacto con el concreto.

4.11.5 Verificación de la Plancha de Apoyo con el Concreto



- a) **Presión admisible sobre la Base de Concreto (F_p)**

Asumiendo una resistencia del concreto de $f'_c = 3,000$ Lb/pulg² del punto 1.5.5 del AISC. Tenemos:

$$F_p = 0.375 f'_c = 0.375 \times 3000 \text{ Lbs/pulg}$$

$$F_p = 1,125 \text{ Lb/pulg}^2 \quad (\text{esfuerzo de apoyo permisible})$$

- b) **El área mínima de la plancha base (A)**

$$A_{\text{mín}} = \frac{R_{AY}}{F_p} = \frac{12,112 \text{ Lb}}{1,125 \text{ Lb/pulg}^2} = 10.76 \text{ pulg}^2$$

Para el cálculo estimamos que el ala, en contacto con el concreto, es de 12 pulg x 12 pulg.

$$\text{Arcal} = 12 \text{ pulg} \times 12 \text{ pulg} = 144 \text{ pulg}^2 > 10.76 \text{ pulg}^2$$

(área mínima)

$$F_p = \frac{12,112 \text{ Lbs}}{144 \text{ pulg}^2} = 84 \text{ Lb/pulg}^2$$

c) **Cálculo del espesor**

$$t = \sqrt{\frac{3F_p x m^2}{F_b}}$$

Donde:

$$F_p = 84 \text{ Lb/pulg}^2$$

$$F_b = 0.66 \times F_y = 23,760 \text{ Lb/pulg}^2$$

$$m = \frac{12 - 5.5}{2} = 3.25$$

Reemplazando:

$$t = \sqrt{\frac{3 \times 84 \times (3.25)^2}{23,760}} = 0.33 \text{ pulg}$$

$$t = 0.33 \text{ pulg} < t_{\text{teórico}} = 3/8'' = 0.375 \text{ pulg}$$

Entonces el espesor del ala $t = 3/8''$ del perfil asumido es correcto.

$$= \frac{2\pi r}{4} = \frac{2\pi \times 20}{4} = 32 \text{ mm}$$

$$d = 80 \text{ mm } \phi$$

$$L = 32 \text{ mm}$$

Según esta teoría el área de contacto entre el cilindro con un plano, es un rectángulo estrecho de semianchura "b" y viene dado por :

$$b = \left[2 \frac{Fd}{\pi L} (1 - \mu^2) (1/E_1 + 1/E_2) \right]^{1/2}$$

Donde:

$d = 3.15 \text{ pulg (80 mm)}$ diámetro rueda

$L = 1.20 \text{ pulg (31.5 mm)}$ longitud de contacto

$F = 1386 \text{ Lbs (630 kg)}$ fuerza vertical

$\mu = 0.211$ coeficiente poisson para fundición gris

$E_1 = 11 \times 10^6 \text{ PSI}$ módulo de elasticidad del hierro fundido,
que se fabricará la rueda.

$E_2 = 29 \times 10^6 \text{ PSI}$ módulo de elasticidad, del acero de la
vía de rodadura.

$$b = \left[\frac{2 \times 1386 \times 3.15}{\pi \times 1.2} (1 - 0.211^2) \left(\frac{1}{29} + \frac{1}{11} \right) \times 10^{-6} \right]^{1/2}$$

$$b = \left[2316(0.955)(0.125) \times 10^{-6} \right]^{1/2} = 0.017 \text{ pulg}$$

La presión máxima que soporta las superficies en contacto será:

$$P_{\text{máx}} = \frac{2F}{\pi bL}$$

$$P_{\text{máx}} = \frac{2 \times 1386}{\pi \times 0.017 \text{ pulg} \times 1.20 \text{ pulg}} = 43,300 \text{ PSI}$$

Esta presión puede ser soportada por una superficie de fundición gris ASTM-40, que posee una resistencia a la compresión de 125,000 PSI. El factor de seguridad es :

$$\frac{125,000}{43,300} \approx 3 \text{ Aceptable}$$

Presión máxima:

$$P_{\text{máx}} = \frac{2F}{\pi bL} = \frac{2 \times 1386}{\pi \times 0.015 \times 2} = 29,415 \text{ Lbs/pulg}^2$$

$$P_{\text{máx}} = 29,415 \text{ Lb/pulg}^2$$

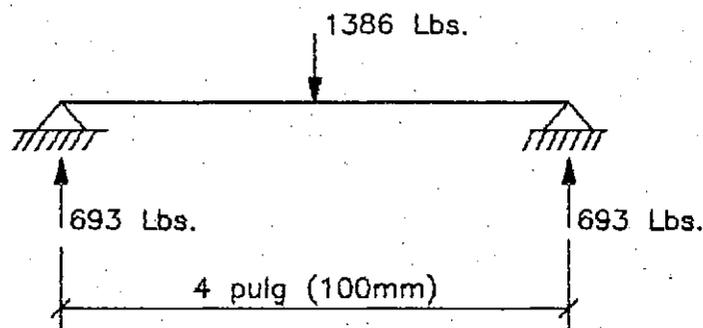
Usamos rueda de fundición gris ASTM A-40, con resistencia a la compresión de 125,000 lb/pulg².

El factor de seguridad será:

$$\frac{125,000}{29,415} = 4.2 \text{ Acceptable}$$

4.11.6.2 Cálculo del eje de las ruedas

El eje que soportará a las ruedas, estará sometido a las siguientes cargas:



$$M_{\text{máx}} = \frac{Pl}{4} = \frac{1,386 \text{ Lb} \times 4 \text{ pulg}}{4} = 1,386 \text{ Lb-pulg}$$

El eje estará sometido a un momento torsor, producido por la resistencia a la rodadura, que se compone de la resistencia a la rodadura y del rozamiento del eje. Viene dado por:

$$M_r = (f_r P) \frac{D}{2} + \mu \times P \times \frac{d}{2}$$

R. rozamiento
R. rozamiento del

rodadura rueda
eje

Donde:

$P = 1,386$ Lbs (carga sobre el eje)

$D = 4.33$ pulg (diámetro rueda)

$f = 0.02$ (resistencia a la rodadura)

$\mu = 0.15$ (coeficiente de fricción del eje con el agujero de la rueda).

$d = 1.25$ pulg (diámetro del eje asumido)

$$M_r = (0.02 \times 1386) \times \frac{4.33}{2} + 0.15 \times 1386 \text{ Lb} \times \frac{1.25}{2} \text{ pulg}$$

Torque resistente = $M_r = (60+130)\text{Lb-pulg} = 190 \text{ Lb-pulg}$

Torque = 190 Lb-pulg

Aplicando ecuación de las Normas ASME:

$$d = \sqrt{\frac{1b}{\pi \tau d} \times \sqrt{(k m x M_b)^2 + (K_T + M_T)^2}}$$

Donde:

$$\tau_d = 12,067 \text{ Lb/pulg (considerando acero AISI 1045)}$$

$$k_m = 1.5$$

$$K_T = 1.0$$

$$M_b = 1382 \text{ Lb-pulg}$$

$$M_T = 100 \text{ Lb-pulg}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \times 12,067} \sqrt{(1.5 \times 1382)^2 + (1.0 \times 100)^2}}$$

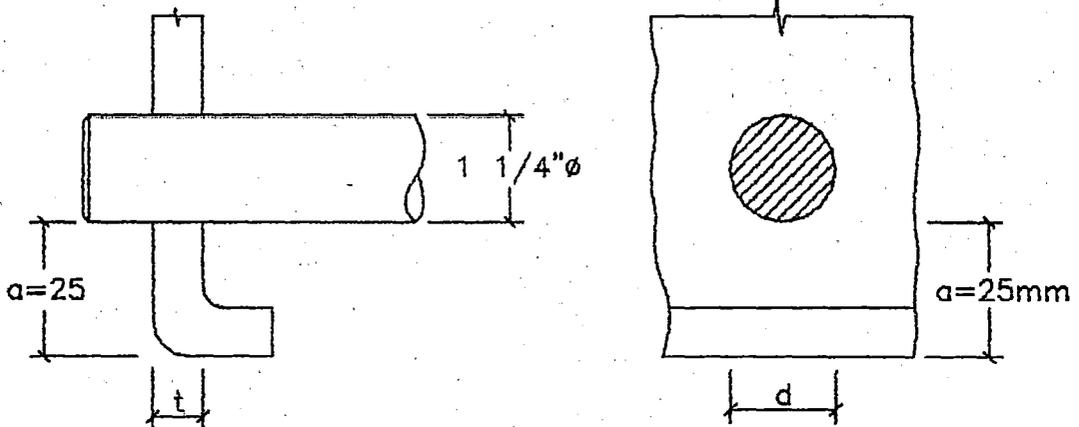
$$d = \sqrt[3]{4.22 \times 10^{-4} \times 208} = \sqrt{0.88} = 1 \text{ pulg}$$

$$d = 1 < d = 1.25 \text{ adoptado}$$

Por consiguiente usaremos un eje de 1 1/4" ϕ de acero AISI 1045.

4.11.6.3 Verificación del espesor de la plancha soporte del eje.

$$P = \frac{F}{2} = \frac{1386}{2} \text{ Lb} = 693 \text{ Lbs.}$$



a) **Verificación por contacto**

La tensión de contacto está dado por :

$$\tau = \frac{P}{t \times d}$$

Aplicando un factor de seguridad = 3

$$\tau = \frac{S_y}{\eta}$$

$$S_y = 34,000 \text{ lb/pulg}$$

(Límite de fluencia, del acero PG-E24 de SIDER PERU, que es la calidad de la plancha a usarse).

$$\eta = 3$$

(Coeficiente de seguridad).

$$\therefore \frac{S_y}{\eta} = \frac{P}{t \times d}$$

$$t = \frac{P \times \eta}{S_y \times d} = \frac{693 \text{ Lb} \times 3}{34,000 \text{ Lb/pulg} \times 1.25 \text{ pulg}} = 0.05 \text{ pulg (espesor mínimo)}$$

$$t = 0.375 \text{ pulg} > t_{\text{mín}} = 0.05 \text{ pulg} \quad \text{O.K.}$$

b) Verificación por desgarramiento debido a cizalladura

$$\frac{S_{sy}}{\eta} = \frac{P}{2 \times a \times t}$$

Pero: $S_{sy} = 0.5 S_y$ (según teoría de máximo esfuerzo cortante)

$$S_{sy} = 0.5 \times 34,000 \text{ Lb/pulg}^2$$

$$S_{sy} = 17,000 \text{ Lb/pulg}^2$$

$$\eta = 3 \quad (\text{coeficiente de seguridad}).$$

Reemplazando :

$$\frac{17,000 \text{ Lb/pulg}^2}{3} = \frac{693 \text{ Lbs}}{2 \times 1 \text{ pulg} \times t}$$

$$t_{\min} = \frac{693 \text{ Lbs} \times 3}{17,000 \frac{\text{Lb}}{\text{pulg}^2} \times 2 \times 1 \text{ pulg}} = 0.061 \text{ pulg}$$

$$t_{\min} = 0.061 \text{ pulg} < t_{\text{real}} = 0.375 \quad \text{O.K. correcto}$$

Por tanto, se utilizará $P \ 3/8''$ (9.5 mm) en acero PG-E24 de SIDER PERU.

4.11.6 Cálculo del soporte móvil

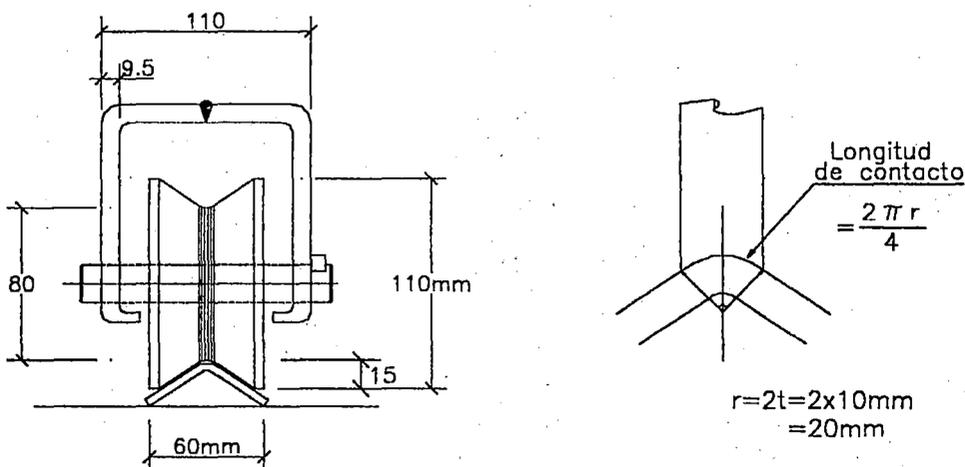
Para la estructura del soporte móvil, consideraremos las mismas columnas y vigas travesaños, que han sido calculadas o seleccionadas para el apoyo fijo. Solo que este apoyo móvil, estará apoyado sobre ruedas, que servirán para el desplazamiento del apoyo, cuando se coloque tubos de diferentes dimensiones.

4.11.6.1 Cálculo de las ruedas de apoyo

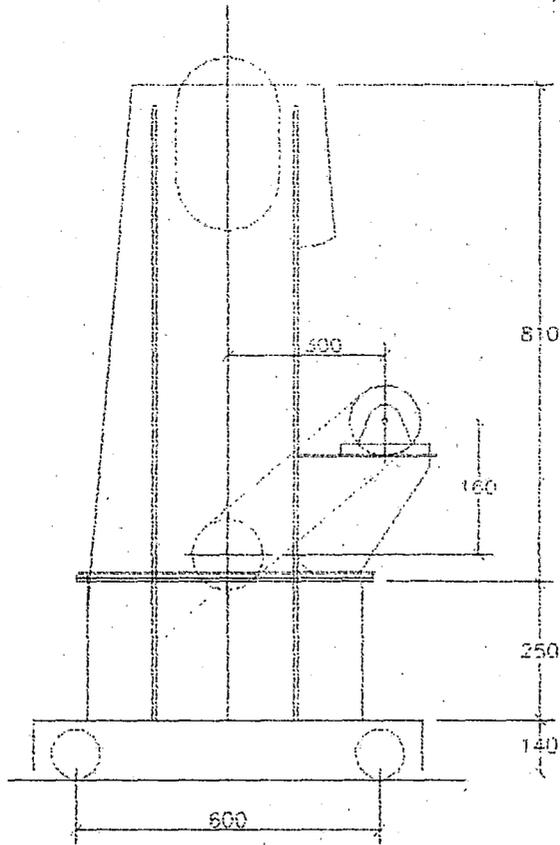
Del punto 4.1.b2 se tiene que cada rueda soporta una carga de 605 kg.

Adoptaremos 2 tipos de ruedas, una tipo guía y otra tipo simple.

a) Cálculo de la rueda tipo guía



En este punto presentaremos un cálculo simple de la resistencia de las ruedas, basado en la teoría de “tensiones en contacto” de Hertz, para lo cual consideramos que la rueda tipo guía es un cilindro de diámetro = 80 mm ϕ y longitud de contacto:



VISTA "A-A"

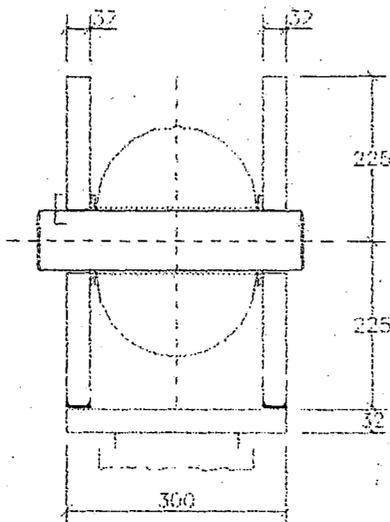


FIG. A

4.11.7.1 Selección de la Gata Mecánica

Según el punto 4.2.1 a) se ha determinado que la presión que ejercerá el rodillo matriz, para el embutido es de 13,700 kg, por lo tanto, elegimos una gata manual de 15 ton, similar al TIPO BOTELLA marca ENERPAC.

4.11.7.2 Diseño del Accionamiento de la Gata

La gata mecánica normalmente se acciona por medio de una palanca, sin embargo, para facilitar la operación y asimismo disminuir la velocidad de elevación de la gata, utilizaremos un sistema de transmisión por cadena.

a) Potencia en la rueda-manivela

Diámetro de manivela = 12 pulg

Fuerza aplicada = 3x20 kg (normalmente se considera (132 lbs) entre 15 a 25 kg por persona y para el presente caso consideramos 3 personas).

Torque = 132 Lb x 12 pulg = 1584 Lb-pulg.

RPM = 1 RPM (estimamos velocidad de rotación).

$$\text{HP} = \frac{\text{Torque} \times \text{RPM}}{126,000} = \frac{1584 \text{ Lb-pulg} \times 1}{126,000} = 0.0125 \text{ HP}$$

b) Selección del sistema de cadenas

$$\text{Potencia necesaria} = 0.0125 \text{ HP} \times 1.7 = 0.022 \text{ H.P.}$$

Seleccionamos ruedas para cadenas de 17 dientes.

Según la Tabla 15-13, página 561 del Libro "El proyecto en Ingeniería mecánica" de Shigley, para un 1 RPM tendríamos las siguientes capacidades de potencia.

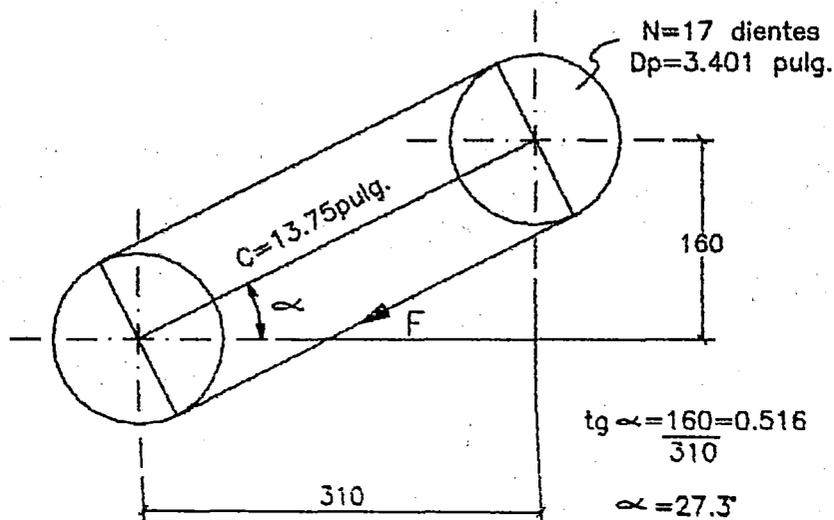
$$\text{Para cadena ASA 40} \quad : \quad 0.033$$

$$\text{Para cadena ASA 50} \quad : \quad 0.092$$

De estos 2 tipos de cadena elegimos el ASA 50, que tendrá como factor de seguridad:

$$\text{f.s.} = \frac{0.092}{0.022} = 4.2 \quad \text{que es aceptable}$$

c) Verificación del sistema



Elegimos distancia entre centros, $c = 22$ pasos (que adoptamos por razones de espacio).

Tenemos:

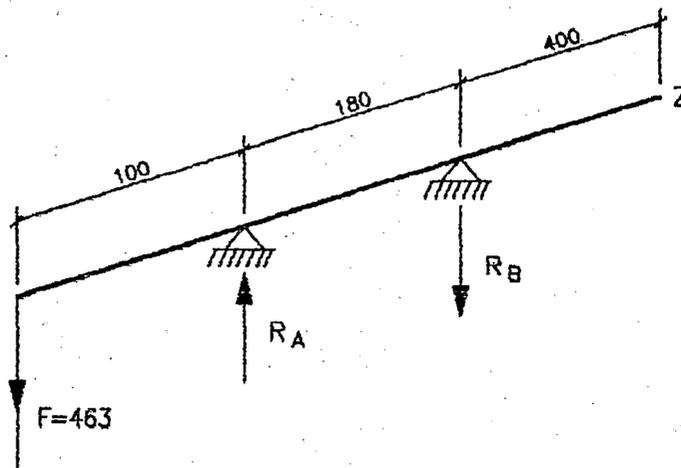
$$C = 22 \times \frac{5''}{8} = 13.75 \text{ pulg (349 mm)}$$

La longitud de la cadena en pasos (L_p)

$$L_p = \frac{(N+n)}{2} + 2c = \frac{(17+17)}{2} + 2 \times 22 = 61 \text{ pasos de cadena de } 5/8''.$$

Adoptamos cadena simple ASA-50 de 61 pasos

4.11.7.3 Cálculo del eje de accionamiento



La carga radial (F) al eje, debido al torque en la rueda dentada es:

$$F = \frac{\text{HP} \times 126,000}{P_D \times \text{RPM}}$$

$$F = \frac{0.0125 \times 126,000}{3,401 \times 1} = 463 \text{ Lbs.}$$

$$\begin{aligned} \Sigma F &= 0 & F + R_B &= R_A \\ \Sigma M_A &= 0 & F \times 4 &= R_B \times 7.08 \end{aligned}$$

$$R_B = \frac{463 \text{ Lb} \times 4 \text{ pulg}}{7.08 \text{ pulg}} = 262 \text{ Lbs}$$

$$R_A = 262 + 463 = 725 \text{ Lbs.}$$

$$M_{\text{máx}} = F \times d = 463 \text{ Lb} \times 4 = 1,852 \text{ Lb-pulg}$$

Aplicando la ecuación del Código ASME.

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \times \tau_d} \sqrt{(k_m \times M_b)^2 + (K_T \times M_T)^2}}$$

Donde:

$$M_T = 1584 \text{ Lb-pulg} \quad (\text{Momento Torsor})$$

$$M_B = 1852 \text{ Lb-pulg} \quad (\text{Momento Flector})$$

$$K_m = 1.5$$

$$K_T = 1.0$$

$$\tau_d = 12,067 \quad (\text{Para acero AISI 1045})$$

Reemplazando datos:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \times 12,067} \sqrt{(1,5 \times 1852)^2 + (1,0 \times 1584)^2}}$$

$$d = \sqrt[3]{1,35} = 1,10 \text{ pulg}$$

$$d = 1,10 \text{ pulg}$$

**d = 1.10 pulg Diámetro calculado según el
Código ASME**

- Cálculo del Eje por Deflexión

La ecuación del momento flector.

Tramo O-A

$$M = 463x - R_A(x-4)$$

$$M = 463x - 725x + 2306$$

$$M = -262x + 2900$$

$$\frac{d^2y}{dx^2} = M = -262x + 2900$$

$$\frac{dy}{dx} = \frac{-262x^2}{2} + 2900x + C1 \quad \dots(1)$$

$$y = -\frac{262x^3}{6} + \frac{2900x^2}{2} + C1x + C2 \quad \dots(2)$$

Para $x = 4 \Rightarrow y = 0$ Reemplazando en (2)

$$0 = -\frac{262}{6}(4)^3 + \frac{2900}{2}(4)^2 + 4C_1 + C_2$$

$$0 = -2795 + 23,200 + 4C_1 + C_2$$

$$0 = +20,405 + 4C_1 + C_2 \quad \text{..(A)}$$

Para $x = 11.08 \quad Y = 0$

$$0 = -\frac{262 x^3}{6} + \frac{2900}{2} + C_1 x + C_2$$

$$0 = -59,398 + 178,011 + 11.08 C_1 + C_2$$

$$0 = +118,613 + 11.08 C_1 + C_2 \quad \text{..(B)}$$

Resolviendo (A) y (B) :

$$C_1 = -13,872$$

$$C_2 = +35,083$$

Deflexión en extremo O. Cuando $x = 0$

$$Y_0 = C_2 = +35,083$$

$$EIY_0 = 35,083$$

Deflexión en Tramo A-B

La máxima deflexión en este tramo, se encuentra cuando:

$$\frac{dy}{dx} = 0 = -\frac{262 x^2}{2} + 2900x + C_1$$

$$0 = -131 x^2 + 2900 x - 13,872$$

Resolviendo ecuación tenemos:

$x = 7.0$ pulg se obtiene la deflexión máxima en tramo AB

Por tanto:

$$y = \frac{-262(x)^3}{6} + \frac{2900 x^2}{2} + 4C_1 + C_2$$

$$y = -14,978 + 71,050 - 55,488 + 35,083 = + 35,667$$

$$\mathbf{EIY = 35,667}$$

De las 2 deflexiones consideraremos como flecha máxima el valor $\mathbf{EIY = 35,667}$.

Considerando:

$$Y_{\text{permisible}} = 0.01 \frac{\text{pulg}}{\text{pie}} \times \frac{7.08 \text{ pulg}}{12 \text{ pulg/pie}} = 0.006$$

$$E = 29 \times 10^6 \text{ Lb/pulg}^2$$

$$F = \frac{\pi d^4}{64}$$

$$29 \times 10^6 \times \frac{\pi d^4}{64} \times 0.006 = 35,667$$

$$d^4 = \frac{35,667 \times 64}{\pi \times 29 \times 10^6 \times 0.006} = 4.17$$

$$d = 1.43 \text{ pulg} \quad \text{Diámetro por deflexión}$$

Cálculo por deformación torsional

$$\theta = \frac{T L}{G J}$$

Donde:

$$T = 1584 \text{ Lb-pulg}$$

$$L = 26.78 \text{ pulg}$$

$$G = 11.5 \times 10^6 \text{ Lb/pulg}^2$$

$$J = \frac{\pi d^4}{32}$$

$$\theta = 1.72^\circ/\text{metro} \times 0.68 \text{ m} = 1.2^\circ <> 0.021 \text{ radianes.}$$

$$d^4 = \frac{1584 \times 26.78 \times 32}{11.5 \times 10^6 \times \pi \times 0.021} = 1.79$$

$d = 1.15$ pulg diámetro por deformación torsional

Resumen

| Por Código ASME | Por deflexión | Por deformación Torsional |
|--------------------|---------------|------------------------------|
| 1.10 pulg | 1.43 pulg | 1.15 pulg |

Usaremos eje de 1 1/2" ϕ Acero AISI 1045.

4.11.7.4 Cálculo de las chavetas

Seleccionamos chaveta cuadrada de 3/8" de acero AISI 1020. La longitud de la chaveta será:

a) **Por cizalladura:**

$$L = \frac{2T}{\frac{S_{sy}}{n} \times b \times D}$$

$$T = 1584 \text{ Lb-pulg}$$

$$S_{sy} = 33,000 \text{ Lb/pulg}^2$$

$$n = 2$$

$$b = 3/8" = 0.375 \text{ pulg}$$

$$D = 1.5 \text{ pulg}$$

$$L = \frac{2 \times 1584}{\frac{33,000}{2} \times 0.375 \times 1.5} = 0.35 \text{ pulg}$$

Adoptamos: chaveta cuadrada de $3/8" \times 3/8" \times 1"$ longitud, de acero AISI 1020 laminado al frío.

4.11.7.5 Selección de las chumaceras

La carga máxima se produce en la chumacera del apoyo "A" y es igual a 725 Lbs.

- Para una duración de 10,000 horas y $N = 1 \text{ RPM}$.

$$L = 60 \times 10^{-6} \times 1 \times 10,000 = 6$$

- Coeficiente de seguridad

$$(C/P) = (6)^{1/3} = 1.81$$

- $Fr = P = 725 \text{ Lbs}$.

- La capacidad de carga dinámica:

$$C = (C/P) \times P = 1.81 \times 725 \text{ Lb} = 1,325 \text{ Lbs}$$

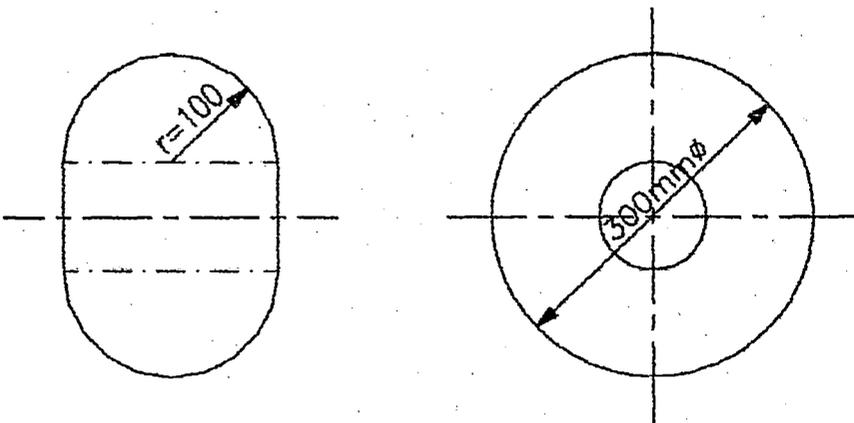
$$C = 5.9 \text{ KN}$$

Seleccionamos una chumacera de soporte similar al SY-108 de rodamientos SKF, con capacidad de carga dinámica de 22 KN ó 5,000 Lbs.

4.11.8 Cálculo del Soporte de la Matriz-Rodillo

4.11.8.1 Dimensionamiento del Rodillo

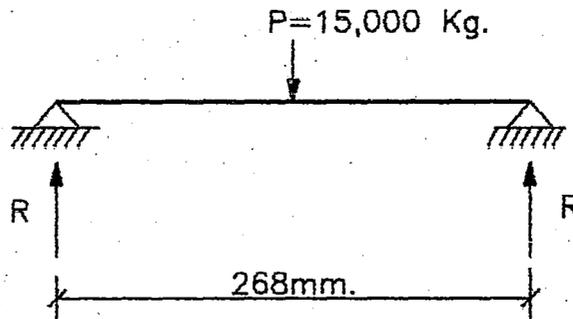
El rodillo será diseñado para el conformado de corrugaciones estándares, siendo sus dimensiones las siguientes:



Para fabricar el rodillo, se utilizará material de acero al carbono fundido (según recomendaciones del libro "Cálculos de Taller" de A.L. Casillas, pág. 440). Las características principales del material: Carbono (C) 0.60 a 0.65%, límite de fluencia = 3300 kg/cm^2 resistencia a la tracción = $5,340 \text{ kg/cm}^2$ y dureza brinell = 116 B.H.N. (Dureza requerida en matrices para conformado).

4.11.8.2 Cálculo del Eje

Según la figura "A" del punto 4.11.7 tenemos que, el eje de la matriz, está sometido a las siguientes cargas:



$P = 15,000 \text{ kg}$ (fuerza de diseño sobre el rodillo)

$$R = \frac{P}{2} = 7,500 \text{ kg} \quad (\text{reacción en cada soporte})$$

$$M_{\text{máx}} = \frac{P l}{4} = \frac{7500 \text{ kg} \times 0.268 \text{ m}}{4} = 503 \text{ kg-m (43,525 Lbs)}$$

$M_{\text{torsor}} = 1,330 \text{ kg-m (115,200 Lb-pulg)}$

Aplicando la ecuación del Código ASME

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \times \tau} \sqrt{(k_m \times M_b)^2 + (K_T \times M_T)^2}}$$

Donde:

$$M_b = 43.525 \text{ Lb-pulg}$$

$$M_T = 115,200 \text{ Lb-pulg}$$

$$K_M = 1.5$$

$$K_T = 1.0$$

$$\tau_d = 25,550 \text{ Lb/pulg}^2$$

Considerando acero VCN-150 de Boehler.

Tenemos $S_{yt} = 80 \text{ kg/mm}^2$

$$S_u = 100 \text{ kg/mm}^2$$

$$\tau_d = 0.30 \quad S_{yt} = 0.30 \times 80 = 24 \text{ kg/mm}^2 (34,064 \text{ Lb/pulg}^2)$$

$$\tau_d = 0.18 \quad S_u = 0.18 \times 100 = 18 \text{ kg/mm}^2 (25,550 \text{ Lb/pulg}^2)$$

Reemplazando datos :

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \times 25,550} \sqrt{(1.5 \times 43,525)^2 + (1.0 \times 115,200)^2}}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \times 25,550} (132,413)} = \sqrt[3]{26.4} = 2.97$$

$$d = 3 \text{ pulg.}$$

Usamos un eje de 3" ϕ de acero AISI 4340 (similar al BOEHLER VCN-150).

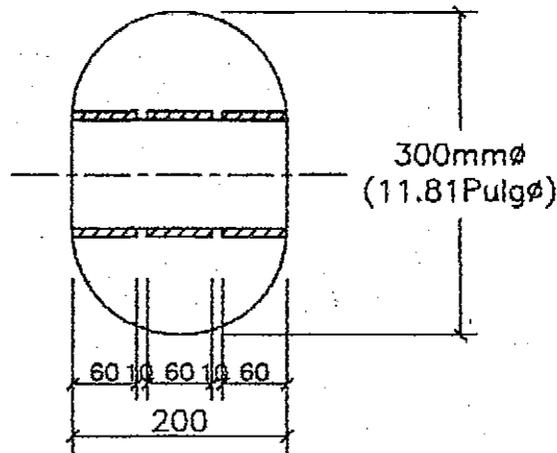
4.11.8.2 Cálculo del cojinete

De acuerdo a lo indicado en la página 91 del Tomo I del Libro "Equipos de elevación y transporte" de HELMUT, se recomienda, los espesores de los cojinetes, según las Normas DIN 147. De acuerdo a lo antes expuesto, podemos afirmar que, para el eje de 3 pulg (76 mm) deberá ser un cojinete de bronce, con las características siguientes:

| | | |
|---------------------|---|---|
| Diámetro interior | = | 76 mm |
| Diámetro exterior | = | 1 mm |
| Longitud permisible | = | 0.7 d a 1 d (53 mm a 76 m) |
| Juego radial | = | 0.0015 pulg (según se deduce de la Fig. 10.25 del Capítulo Lubricación y Cojinetes del Libro "Proyecto de Ingeniería Mecánica de Shigley"). |

$$\text{N}^\circ \text{ casquillos cojinetes} = \frac{\text{Ancho matriz-rodillo}}{\text{Long.casquillo permisible}}$$

$$\text{N}^\circ \text{ casquillos} = \frac{200 - 20}{60} = 3 \text{ casquillos}$$



Verificación de la carga soportada por el cojinete.

La velocidad de rotación del eje será:

$N = 1 \text{ RPM}$ (velocidad de rotación del tubo o corrugar, ver Capítulo II-2.5 del presente Proyecto).

$D = 41.4 \text{ pulg}$ (Diámetro del tubo)

$d = 11.81 \text{ pulg}$ (Diámetro del rodillo)

$N = ?$ (velocidad de rotación del rodillo)

$$\frac{N}{\eta} = \frac{d}{D} \rightarrow \eta = \frac{ND}{d} = \frac{41.4}{11.81} = 3.5 \text{ RPM}$$

La velocidad lineal del eje :

$$V = \frac{\pi DN}{12} = \frac{\pi \times 3 \text{ pulg} \times 3.5 \text{ RPM}}{12} = 2.75 \frac{\text{pies}}{\text{min}} = (0.014 \text{ m/seg})$$

La presión sobre el área proyectada del eje:

$$P = \frac{F}{2 r l}$$

Donde:

$F = 15,000 \text{ kg}$ (carga sobre el eje)

$r = 3.8 \text{ cm}$ (radio del eje)

$l = 6 \text{ cm}$ (longitud de cada casquillo del cojinete).

Consideramos 3 casquillos:

$$p = \frac{15,000 \text{ kg}}{2 \times 3.8 \times 6 \times 3} = 110 \text{ kg/cm}^2$$

La presión por velocidad superficial :

$$P \times V = 110 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \times 0.84 \frac{\text{m}}{\text{min}} = 93 \frac{\text{kg-m}}{\text{cm}^2 \cdot \text{min}}$$

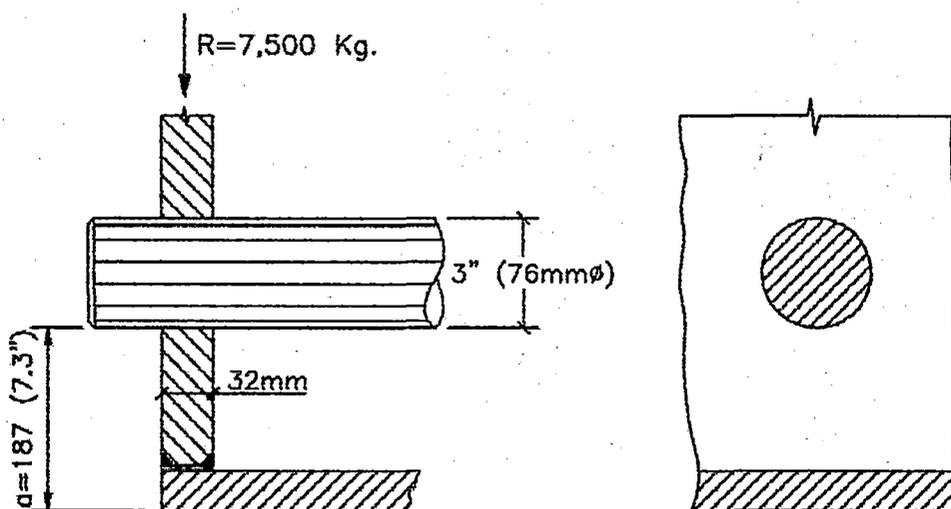
Según la Tabla 10-5 del Libro "El Proyecto en Ing. Mecánica" de Shigley, la presión :

$$P = \frac{110}{\text{cm}^2} \text{ y } PV = 93 \frac{\text{kg-m}}{\text{cm}^2 \cdot \text{min}}$$

son menores que los valores permitidos para un cojinete de bronce poroso, menores que $P_{\text{máx}} = 315 \text{ kg/cm}^2$ y $P \times V_{\text{máx}} = 1,050 \text{ kg-m/cm}^2 \times \text{mm}$.

Por tanto, seleccionamos el cojinete antes indicado.

4.11.8.3 Verificación del espesor de la Plancha soporte



a) Por contacto

La tensión de contacto está dado por :

$$\tau = \frac{P}{t \times d}$$

Aplicando $f.S = 5$

$S_y = 34,000 \text{ Lb/pulg}^2$ (límite de fluencia del acero
PG E24 SIDER PERU).

$$\tau = \frac{S_y}{\eta} = \frac{34,000}{5} = 6,800 \text{ Lb/pulg}^2$$

$$t = \frac{R}{\tau \times d} = \frac{7,500 \text{ kg} \times 2.2 \text{ Lb/kg}}{6,800 \frac{\text{Lb}}{\text{pulg}} \times 3 \text{ pulg}} = 0.90 \text{ pulg (espesor m\u00edn.)}$$

$$t \text{ actual} = 1.25 \text{ pulg} > t \text{ m\u00edn} = 0.90 \text{ pulg. OK!}$$

b) Verificaci\u00f3n desgarramiento por cizalladura

$$\frac{S_{sy}}{\eta} = \frac{R}{2 \times a \times t}$$

$$\text{Pero: } S_{sy} = 0.5 \times S_y = 0.5 \times 34,000 \frac{\text{Lb}}{\text{pulg}^2} = 17,000 \frac{\text{Lb}}{\text{pulg}^2}$$

$$\eta = 5 \text{ (coeficiente de seguridad)}$$

Reemplazando:

$$t = \frac{R \times \eta}{S_{sy} \times 2 \times a}$$

$$t = \frac{7500 \text{ kg} \times 2.2 \text{ Lb/kg} \times 5}{17,000 \frac{\text{Lb}}{\text{pulg}^2} \times 7.3 \text{ pulg} \times 2} = 0.35 \text{ pulg}$$

$$t_{\text{mín}} = 0.35 \text{ pulg} < t_{\text{actual}} : 1.25 \text{ pulg} \quad \text{O.K.}!$$

∴ Es aceptable usar P de 1 1/4" de espesor, acero PG-E24 de SIDER PERU o similar, para la plancha soporte.

4.11.9 Cálculo de las ruedas de traslación-soporte del rodillo

La estructura soporte del rodillo, como se ve en las figuras del punto 4.11.7 estará apoyada sobre 4 ruedas, 2 del tipo simple y 2 del tipo guía, necesarias para trasladar el rodillo hasta la zona por corrugar, y a lo largo de la máquina.

Estas ruedas estarán sometidas a 2 tipos de cargas.

1. Cuando se traslada el soporte, estarán sometidas solamente a la carga del peso propio. (Estructura más gata).

| | | |
|----------------------|---|--------------------------------|
| Peso estructura | = | 1000 kg (estimado conservador) |
| Peso gata | = | 500 kg (" ") |
| Peso portaquemadores | = | 1000 kg (" ") |
| | | ----- |
| TOTAL | = | 2,500 kg |

2. Durante el proceso del corrugado, aparte del Peso Propio

(W) soporta la carga de corrugación $P = 15,000$ kg.

Carga total = $15,000 + 2500 = 17,500$ kg

$$\text{Cada rueda} = \frac{17,500 \text{ kg}}{4} = 4,375 \text{ kg (9625 Lbs)}$$

De estas 2 condiciones de tipos de cargas, analizaremos la 2da. por ser más favorable y asimismo en este caso, las ruedas guías están en condición más crítica que las simples, por lo deducido en el punto 4.11.6.

Por consiguiente, consideramos una rueda de las mismas dimensiones consideradas en el punto 4.11.6.1.a y realizamos el mismo procedimiento de cálculo. Por tanto:

$$d = 4.72 \text{ pulg (120 mm)}$$

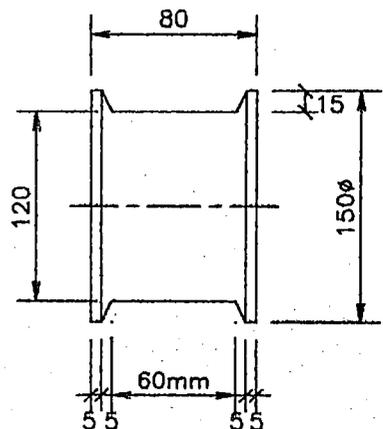
$$L = 2.36 \text{ pulg (60 mm)}$$

$$F = 9,075 \text{ Lbs.}$$

$$\mu = 0.211 \text{ (coeficiente Poisson para el acero)}$$

$$E_1 = 29 \times 10^6 \text{ PSI}$$

$$E_2 = 29 \times 10^6 \text{ PSI}$$



$$b = \left[\frac{2 \times 9075 \times 4.72}{\pi \times 2.36} (1 - 0.22^2) \left(\frac{1}{29} + \frac{1}{11} \right) \times 10^{-6} \right]^{1/2}$$

$$b = 0.037 \text{ pulg.}$$

La presión máxima a compresión que soporta las superficies en contacto es :

$$P_{\text{máx}} = \frac{2 F}{\pi b L}$$

$$P_{\text{máx}} = \frac{2 \times 9075 \text{ Lb}}{\pi \times 0.037 \text{ pulg} \times 2.36 \text{ pulg}} = 65,800 \frac{\text{Lb}}{\text{pulg}^2}$$

Elegimos una rueda de fundición gris ASTM A-50 de resistencia a la compresión de $153,000 \text{ Lb/pulg}^2$ $\text{Lb/pulg}^2 > P_{\text{máx}} = 65,800 \text{ Lb/pulg}^2$.

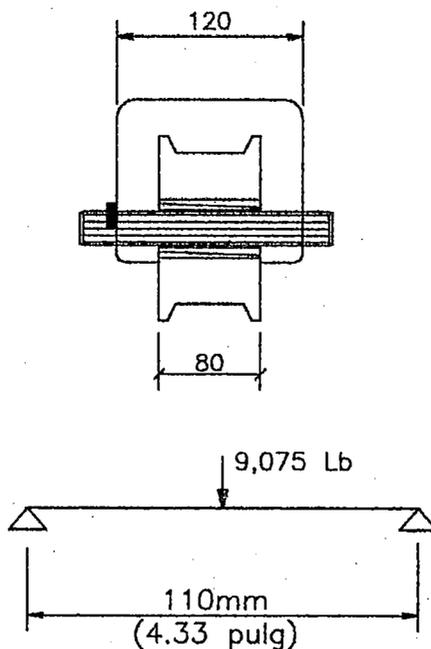
Luego el coeficiente de seguridad.

$$\eta = \frac{153,000}{65,800} = 2.3 \text{ Aceptable}$$

Por tanto, seleccionamos las 4 ruedas de fierro de fundición gris ASTM A-50.

4.11.10 Cálculo del eje de las ruedas

El eje estará sometido a las siguientes cargas:



$$M_{\text{máx}} = \frac{P l}{4} = \frac{9075 \text{ Lb} \times 4.33 \text{ pulg}}{4} = 9,825 \text{ Lb-pulg.}$$

Torque: no consideramos porque cuando está en movimiento no existe la carga P (del conformado).

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \tau d} \sqrt{(K_m x M_b)^2}}$$

Adoptamos Eje de 1.5 pulg de diámetro en acero AISI 4130 similar al acero Boehler VCN-150.

4.11.11 Cálculo del Cojinete

Según el punto 4.11.8.2, para ejes de 38 mm ϕ , adoptamos cojinetes de 6 mm de espesor, igual que para ejes de 50 mm ϕ considerado en las Normas DIN 147.

Diámetro interior = 38 mm ϕ

Diámetro exterior = 50 mm ϕ

Longitud permisible = 0.7 d a 1 d (26 mm a 38 mm)

Juego radial = 0.001 pulg (según tabla 10-25 del libro "El Proyecto de Ingeniería Mecánica" de Shigley).

$$\text{N}^{\circ}\text{casquillos} = \frac{\text{Ancho rueda} - 10 \text{ mm}}{\text{long. casquillo permisible}}$$

$$= \frac{(80-10) \text{ mm}}{35 \text{ mm}} = 2$$

Se usarán 2 casquillos separados cada uno 10 mm.

Verificación de la carga soportada para el casquillo-cojinete.

Presión sobre el área proyectada del eje.

$$p = \frac{F}{2 r l} = \frac{9,075 \text{ Lbs}}{2 \times 0.75 \text{ pulg} \times 1.37 \text{ pulg} \times 2 \text{ casq.}} = 2,208 \frac{\text{Lb}}{\text{pulg}^2}$$

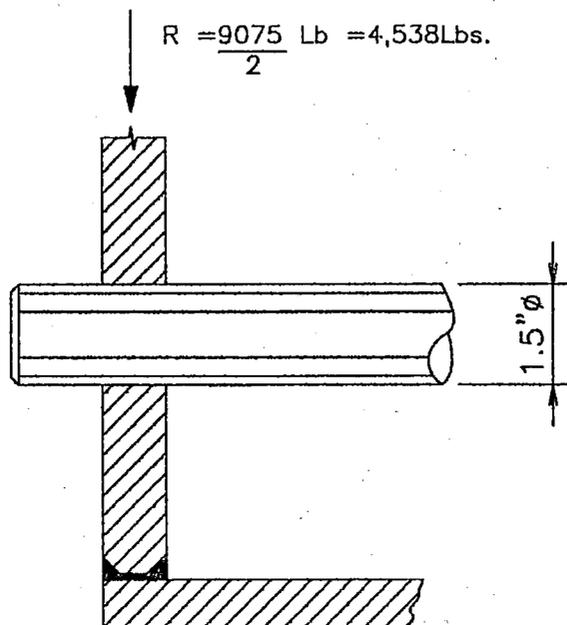
$$P = 2208 \frac{\text{Lb}}{\text{pulg}^2} \left(156 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right)$$

$$P.\text{actual} = 156 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} < P_{\text{máx. permis.}} = 315 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

para cojinete de bronce.

Por tanto seleccionamos un cojinete de bronce fosforoso de las dimensiones antes indicadas.

4.11.12 Verificación del espesor de la plancha soporte



a) **Por contacto**

La tensión de contacto está dado por :

$$\frac{S_y}{\eta} = \frac{R}{t \times d}$$

$$S_y = 34,000 \text{ Lb/pulg}^2$$

$$\eta = 3$$

$$R = 4,538 \text{ Lbs.}$$

$$d = 1.5 \text{ pulg}$$

$$t_{\text{mín.}} = \frac{4,538 \text{ Lb} \times 3}{34,000 \times 1.5} = 0.26 \text{ pulg.}$$

b) **Desgarramiento por cizalladura**

$$\frac{S_{sy}}{\eta} = \frac{R}{2 a t}$$

$$S_{sy} = 0.5 \quad S_y = 0.5 \times 34,000 \text{ Lb/pulg}^2 = 17,000 \text{ lb/pulg}^2$$

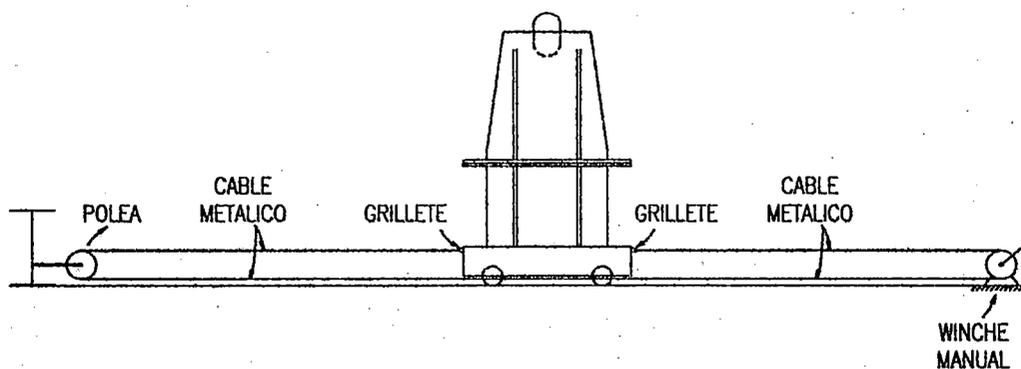
$$\eta = 3$$

$$a = 50 \text{ mm (2 pulg)}$$

$$t_{\text{min}} = \frac{R \times \eta}{S_{sy} \times 2 \times a} = \frac{4,538 \text{ Lb} \times 3}{17,000 \times 2 \times 2 \text{ pulg}} = 0.20 \text{ pulg}$$

∴ Por tanto adoptamos Plancha de 3/8" espesor, en acero PG-E24 de SIDER PERU.

4.11.13 Selección del winche para la traslación del soporte del rodillo-matriz



$w = 2,500 \text{ kg (5,500 Lbs)}$ (peso estimado de la carga)

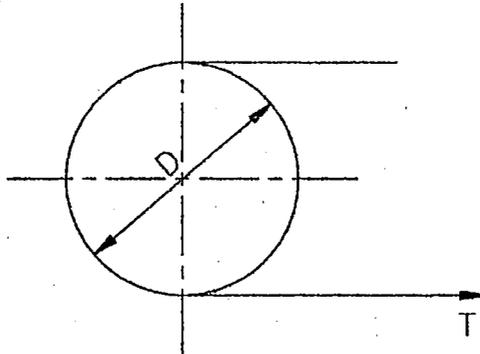
$$R = \frac{5,500 \text{ Lb}}{4} = 1375 \text{ Lbs} \quad (\text{reacción en cada rueda})$$

Resistencia a la rodadura en cada rueda

Viene dado por: (según se indica en el libro "Equipos de Elevación y Transporte" de HELMUT).

$$W = \frac{P}{D} (f + \mu \frac{d}{2})$$

Resistencia al rozamiento en la polea



La resistencia al rozamiento W_p debido al cable con la polea, está dado en el Manual del Ingeniero Mecánico de Marks página 3-32 (rozamiento) por la siguiente ecuación.

$$W_D = T (e^{fa} - 1)$$

Resistencia al rozamiento por deslizamiento.

Donde:

$$T = 200 \text{ Lbs.}$$

(tensión en cable antes de iniciar movimiento).

$$a = 180^\circ$$

(coeficiente rozamiento de deslizamiento grasoso entre acero y fierro fundido).

$$f = 0.133$$

Según tabla 3, da valores de e^{fa} : según : $\frac{a^\circ}{360^\circ} = \frac{180^\circ}{360^\circ} = 0.5$

$$\text{para } f = 0.133 \Rightarrow e^{fa} = 5.54$$

Reemplazando :

$$W_D = 200 \text{ Lb} (1.52 - 1) = 104 \text{ Lbs.}$$

Resistencia del rozamiento en reposo antes del deslizamiento

$$W = T (e^{f_0(a)} - 1)$$

Para $f_0 = 0.183$ (Rozamiento estático grasoso entre acero y fierro fundido (polea) tomado de Tabla N° 1 del Manual del Ingeniero Mecánico de Marks.

Para $a = \frac{180^\circ}{360^\circ} = 0.5$ y $f_0 = 0.183$ obtenemos de Tabla N° 3.

$$e^{f_0 a} = 1.78$$

$W_E = 200 (1.78 - 1) = 156 \text{ Lbs.}$ Resistencia al rozamiento en reposo.

De ambas resistencias al rozamiento durante el deslizamiento y en reposo, consideramos el mayor $W_E = 156 \text{ Lb.}$

Capacidad del winche manual

$$\text{Carga total} = W_R + W_D = 200 \text{ lbs} + 156 \text{ lbs} = 356 \text{ lbs.}$$

Consideramos capacidad del winche manual igual a 500 Lbs (250 kg) por consiguiente, seleccionamos: un winche manual de 500 Lbs similar al Charlin 2000.

4.11.14 Selección del cable metálico

Carga en cable = 356 Lbs.

Aplicando f.s = 5, que normalmente se usa en estos casos.

Carga de diseño = $356 \text{ Lbs} \times 5 = 1780 \text{ Lbs (810 kg)}$

Por resistencia seleccionamos un cable 6 x 37 de 1/4" ϕ , alma de acero, construcción Warrington Scale. Según el Catálogo de la Cía TRANSA es un cable tipo cascabel, de resistencia a la ruptura de 2.59 Ton. Cortas < > 2.35 toneladas métricas.

Diámetro de la polea: según el mismo catálogo, recomiendan para este tipo de cables, un diámetro de la polea de 18 veces el diámetro del cable, por consiguiente:

$$D_{\text{polea}} = 18 \times (1/4 \text{ pulg}) = 4.5 \text{ pulg como mínimo.}$$

Verificación del cable por la fatiga

La falla por fatiga es debido generalmente a la presión del cable con la polea.

Esta presión viene dada por la ecuación:

$$p = \frac{2F}{dD}$$

Donde:

F = 356 Lbs (162 kg) (Fuerza de tracción en el cable)

d = 1/4 pulg (diámetro del cable)

$D = 5 \text{ pulg}$ (diámetro de la polea)

Reemplazando:

$$p = \frac{2 \times 356 \text{ Lbs.}}{0.25 \text{ pulg} \times 5 \text{ pulg}} = 570 \frac{\text{Lbs}}{\text{pulg}^2} = 40 \frac{\text{kg}}{\text{pulg}^2}$$

El esfuerzo a la rotura (S_u) de un alambre tipo acero de arado es de $12,250 \text{ kg/cm}^2$ (según se indica en la página 568 del libro "El Proyecto en Ingeniería Mecánica" de Shigley).

$$\text{Haciendo: } \frac{p}{S_u} = \frac{40 \text{ kg/cm}^2}{12,250 \text{ kg/cm}^2} = 0.003$$

Según la figura 15-11 de la página 567 del libro antes indicado para esta relación $p/S_u = 0.003$, se espera que este cable falle a las 50,000 flexiones.

Para aumentar su vida corregimos seleccionando un cable de $5/16'' \phi$, y polea de 6 pulg con lo cual se espera que falle a 200,000 flexiones. Por consiguiente, adoptamos un cable de cero arado de 6 x 37 de $5/16'' \phi$, alma de acero construcción Warrington Scale, tipo cascabel y polea de acero fundido de 6 pulgadas de diámetro.

CUADRO N° 4

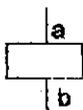
| ITEM | DESCRIPCION | REQUERIMIENTOS QUIMICOS (%) | | | | ENSAYO DE TRACCION | | |
|------|---------------------------|-----------------------------|-------|-------|------|---|---------------------------|-------------------------|
| | | C | P | S | Mn | Resistencia a la rotura R(P.S.I.) | Punto Fluen F (P.S.I.) | Elongación A (% min) |
| 01 | Acero Astm A-53 Grado A | 0.25 | 0.05 | 0.06 | 0.95 | 48,000 | 30,000 | 0.5 (En 2'') |
| | Grado B | 0.30 | 0.06 | 0.06 | 1.20 | 60,000 | 35,000 | 0.6 (En 2'') |
| 02 | Acero Astm A-285 Grado A | 0.17 | 0.035 | 0.040 | 0.98 | 45,000 | 24,000 | 30 (En 2'') |
| | Grado B | 0.22 | 0.035 | 0.040 | 0.98 | 50,000 | 27,000 | 28 (En 2'') |
| | Grado C | 0.28 | 0.035 | 0.040 | 0.98 | 55,000 | 30,000 | 27 (En 2'') |
| 03 | Acero Astm A-515 Grado 70 | 0.31 | 0.035 | 0.040 | 1.20 | 70,000 | 38,000 | 21 (En 2'') |

CAPITULO V

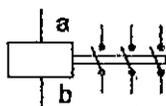
SISTEMA ELECTRICO

El sistema eléctrico de la máquina corrugadora tiene como función principal, poner en funcionamiento en forma automática, a dicha máquina. Para lo cual cuenta con un Sistema de Mando y un Sistema de fuerza, como se puede apreciar en el Plano Eléctrico adjunto

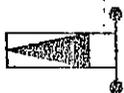
NOMENCLATURA : DEL PLANO ELECTRICO



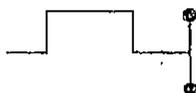
BOBINA



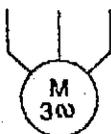
CONTACTOR



BOTON PULSADOR



RELAY TERMICO

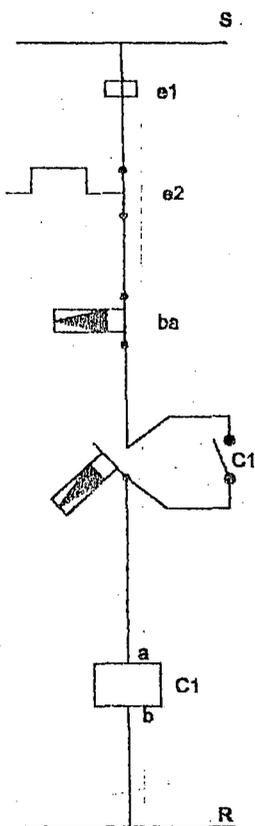


MOTOR-TRIFASICO

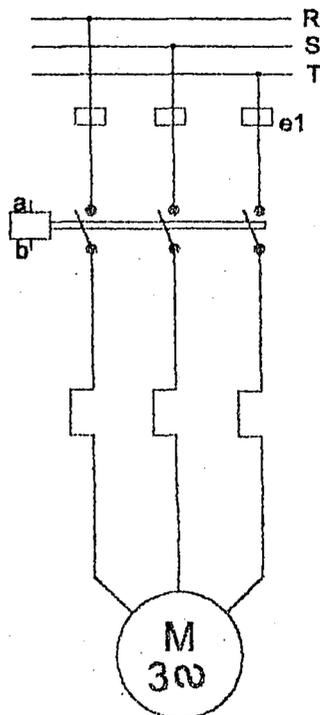


FUSIBLE PROTECTOR

PLANO ELECTRICO



CIRCUITO DE MANDO



CIRCUITO DE FUERZA

CAPITULO VI**6.1 ESPECIFICACIONES TECNICAS DE LOS MATERIALES Y METRADOS.**

| PROYECTO : MAQUINA | | METRADO DE MATERIALES | | | | HOJA : 1/4 | |
|--------------------------|--------------------------------------|------------------------------|-------|-----------|---------|-------------------|--------|
| CORRUGADORA | | | | | | HECHO : M.C.L. | |
| TITULO : METRADO GENERAL | | | | | | REVISADO : M.C.L. | |
| PLANO : TODOS LOS PLANOS | | | | PESO (KG) | | PRECIO (\$) | |
| ITEM | DESCRIPCION | UNID. | CANT. | Unitario | TOTAL | Unitario | TOTAL |
| 1 | P 1/8" X 4' -0" X 10' - 00" | | 2 | 93.60 | 187.20 | 0.60 | 112.32 |
| 2 | P 3/16" X 150 X 350 mm. | | 1 | 2.00 | 2.00 | 0.60 | 1.20 |
| 3 | P 1/4" x 4' -0" x 20' -00" | | 1 | 374.40 | 374.40 | 0.60 | 224.64 |
| 4 | P 5/16" x 5'-0" x 20'-00" | | 1,5 | 585.00 | 877.50 | 0.60 | 526.50 |
| 5 | P 3/8" x 6'-00" x 12'-00" | | 1 | 505.50 | 505.50 | 0.60 | 303.30 |
| 6 | P 3/8" x 5'-00" x 20'-00" | | 1,5 | 702.00 | 1053.00 | 0.60 | 631.80 |
| 7 | P 1/2" x 4'-00" x 6'-0" | | 1 | 224.60 | 224.60 | 0.60 | 134.76 |
| 8 | P 5/8" x 4'-00" x 6'-0" | | 1 | 281.00 | 281.00 | 0.60 | 168.60 |
| 9 | P 3/4" x 4'-00" x 3600 mm. | | 1 | 674.00 | 674.00 | 0.60 | 404.40 |
| 10 | P 1" x 545 x 1200 mm | | 1 | 130.40 | 130.40 | 0.60 | 78.24 |
| 11 | P 1 1/4 x 300 x 440 mm | | 1 | 33.20 | 33.20 | 0.60 | 19.92 |
| 12 | Tubo 4" ϕ SCH 80 x 77 mm | | 1 | | | 21.00 | 1.62 |
| 13 | Tubo 3" ϕ SCH. 80 x 6,000 mm | | 4 | | | 72.00 | 288.00 |
| 14 | Tubo 1" ϕ SCH 40 x 6,000 mm | | 1/2 | | | 9.00 | 3.00 |
| 15 | Tubo 3/4" ϕ SCH 40 x 6,000 mm | | 3 | | | 5.00 | 15.00 |
| 16 | Tubo 1" ϕ SCH 40 x 6,000 mm | | 1/2 | | | 7.00 | 3.50 |
| 17 | Copla 2" ϕ x 3000 lbs | | 8 | | | 4.00 | 32.00 |
| 18 | Copla 1" ϕ x 3000 lbs | | 40 | | | 3.00 | 120.00 |
| 19 | Niple STD 3/4" ϕ x 3" | | 10 | | | 4.00 | 40.00 |
| 20 | Niple STD 1/2" ϕ x 3" | | 12 | | | 3.00 | 36.00 |
| 21 | Codo STD 1/2" ϕ x 90° | | 22 | | | 1.00 | 22.00 |
| 22 | Adaptador 1/2" MPS x 3/8'FTS | | 20 | | | 1.20 | 24.00 |
| 23 | Adaptador 1/2" x 1/2" x MH | | 20 | | | 1.10 | 22.00 |
| 24 | Bushing Recto 1" x 1/2" | | 30 | | | 0.50 | 15.00 |
| 25 | King Niple 1/2" ϕ para manguera | | 40 | | | 1.30 | 52.00 |
| 26 | Tuerca cónica 1/2" ϕ | | 40 | | | 2.00 | 80.00 |
| 27 | Adaptador recto 1/2" M.H. | | 2 | | | 0.70 | 1.40 |
| 28 | Adaptador 3/8" FPS x 1/2 F.T.S. | | 20 | | | 0.80 | 16.00 |

OBSERVACIONES:

| PROYECTO : MAQUINA CORRUGADORA | | METRADO DE MATERIALES | | | | HOJA : 2/4 | |
|-----------------------------------|---|------------------------------|-------|-----------|-------|-------------------|---------|
| TITULO : METRADO GENERAL | | | | | | HECHO : M.C.L. | |
| PLANO : TODOS LOS PLANOS | | | | | | REVISADO : M.C.L. | |
| ITEM | DESCRIPCION | UNID. | CANT. | PESO (KG) | | PRECIO (\$) | |
| | | | | Unitario | TOTAL | Unitario | TOTAL |
| 29 | Válvula flash guard 3/8" | | 20 | | | 9.50 | 190.00 |
| 30 | Mang. Negra 1/2" ϕ x 1500 a. presión | | 42 | | | 25.00 | 1050.00 |
| 31 | Quemador tipo vástago "AIRTEC" | | 10 | | | 60.00 | 600.00 |
| 32 | Anillo plano 1 1/4" ϕ | | 8 | | | 0.50 | 4.00 |
| 33 | Anillo plano 1/2" ϕ | | 16 | | | 0.10 | 1.60 |
| 34 | Niple 1/2 ϕ x 8" (mezclador) | | 10 | | | 0.60 | 6.00 |
| 35 | Pasador partido 1/4" ϕ | | 8 | | | 0.50 | 4.00 |
| 36 | Abrazadera partida para manguera 1/2" | | 4 | | | 2.00 | 8.00 |
| 37 | Abrazadera 1/2" para manguera | | 40 | | | 1.50 | 60.00 |
| 38 | Perno 3/4" ϕ C/T y arandela x 2" long. | | 25 | | | 1.14 | 28.50 |
| 39 | Perno 1/2" ϕ C/T y arandela x 2" long. | | 12 | | | 1.10 | 13.20 |
| 40 | Perno Cab. Hex. 1/2" ϕ NC C/T x 1 1/2" | | 16 | | | 1.00 | 16.00 |
| 41 | Perno Cab. Hex. 1/4" ϕ NC S/T x 1 " | | 40 | | | 0.03 | 1.20 |
| 42 | Perno Cab. Hex. 3/16" ϕ C/T 1 1/2 " | | 56 | | | 0.02 | 1.12 |
| 43 | Perno Cab. Hex. 3/4" ϕ NC C/T 3 " | | 4 | | | 1.38 | 5.52 |
| 44 | Perno Cab. Hex. 3/4" ϕ NC C/T 2 1/2 " | | 4 | | | 1.30 | 5.20 |
| 45 | Perno Cab. Hex. 1/2" ϕ NC C/T 1 " | | 3 | | | 0.90 | 2.70 |
| 46 | Perno Cab. Hex. 5/8" ϕ NC S/T 1 1/2 " | | 2 | | | 0.60 | 1.20 |
| 47 | Perno Cab. Hex. 3/8" ϕ NC S/T 3/4 " | | 8 | | | 0.12 | 0.96 |
| 48 | Perno Cab. Hex. 3/4" ϕ NC S/T 1 " | | 8 | | | 0.11 | 0.88 |
| 49 | Perno Cab. Hex. 5/8" ϕ NC C/T 1 3/4 " | | 8 | | | 0.75 | 6.00 |
| 50 | Perno Cab. Hex. 3/4" ϕ NC 3 " | | 18 | | | 1.35 | 24.30 |
| 51 | Perno Cab. Hex. 5/8" ϕ NC 2 " | | 2 | | | 0.70 | 1.40 |
| 52 | Perno Cab. Hex. 5/8" ϕ NC | | 8 | | | 0.85 | 6.80 |
| 53 | Perno Cab. Hex. 3/8" ϕ NC 3/4 " | | 8 | | | 0.11 | 0.88 |
| 54 | Perno Cab. Hex. 1" ϕ NC 2 1/2" | | 8 | | | 1.30 | 10.40 |
| 55 | Perno Cab. Hex. 1/2" ϕ NC 1 3/4." | | 8 | | | 1.20 | 9.60 |
| 56 | Perno Cab. Hex. 3/8" ϕ -16 UNC 1 " | | 1 | | | 0.15 | 0.15 |

OBSERVACIONES:

| PROYECTO : MAQUINA | | METRADO DE MATERIALES | | | | HOJA : 3/4 | |
|--------------------------|---|------------------------------|-------|-----------|--------|-------------------|---------|
| CORRUGADORA | | | | | | HECHO : M.C.L. | |
| TITULO : METRADO GENERAL | | | | | | REVISADO : M.C.L. | |
| PLANO : TODOS LOS PLANOS | | | | | | | |
| ITEM | DESCRIPCION | UNID. | CANT. | PESO (KG) | | PRECIO (\$) | |
| | | | | Unitario | TOTAL | Unitario | TOTAL |
| 57 | Eje 1 1/4" ϕ x 1,490 mm | | 1 | 9.40 | 9.40 | 2.80 | 26.32 |
| 58 | Eje 5/8" ϕ x 600 mm | | 1 | 0.94 | 0.94 | 1.70 | 1.60 |
| 59 | Eje 4 1/2" ϕ x 260 mm | | 1 | 21.17 | 21.17 | 2.80 | 59.28 |
| 60 | Eje 1/2" ϕ x 780 mm | | 1 | 0.78 | 0.78 | 1.70 | 1.33 |
| 61 | Eje 3" ϕ x 330 mm | | 1 | 12.00 | 12.00 | 2.80 | 33.60 |
| 62 | Eje 2 1/2" ϕ x 850 mm | | 1 | 21.38 | 21.38 | 2.80 | 59.86 |
| 63 | Eje 6" ϕ x 150 mm | | 1 | 22.00 | 22.00 | 3.00 | 66.00 |
| 64 | Eje 1 1/4" ϕ x 560 mm | | 1 | 3.51 | 3.51 | 2.80 | 9.83 |
| 65 | Eje 2" ϕ x 1210 mm | | 1 | 19.50 | 19.50 | 2.80 | 54.60 |
| 66 | Eje 1 1/4" ϕ x 560 mm | | 1 | 3.51 | 3.51 | 2.80 | 9.83 |
| 67 | Eje 4 1/2" ϕ x 1300 mm | | 1 | 105.82 | 105.82 | 2.80 | 296.30 |
| 68 | Eje 6 1/2" ϕ x 150 mm | | 1 | 25.88 | 25.88 | 3.00 | 77.64 |
| 69 | Eje 2 1/4" ϕ x 480 mm | | 1 | 9.77 | 9.77 | 2.81 | 27.36 |
| 70 | Eje 4" ϕ x 440 mm | | 1 | 28.30 | 28.30 | 2.80 | 79.24 |
| 71 | Fe liso 1" ϕ x 1400 mm | | 1 | 5.63 | 5.63 | 2.00 | 11.26 |
| 72 | Fe liso 3/4" ϕ x 230 mm | | 1 | 0.52 | 0.52 | 2.00 | 1.04 |
| 73 | Fe 3/4" ϕ x 410 mm | | 1 | 1.20 | 1.20 | 2.00 | 2.40 |
| 74 | Rodillo 200 x 350 ϕ | | 1 | 20.00 | 20.00 | 4.50 | 90.00 |
| 75 | Gata mecánica Marca Enerpac | | 1 | | | 450.00 | 450.00 |
| 76 | Piñón de cadena 3/4"x 3.844" ϕ paso x 16 dent. | | 2 | | | 130.00 | 260.00 |
| 77 | Chumacera SY 108 | | 2 | | | 750.00 | 1500.00 |
| 78 | Cadena asa 3/4" paso x 650 | | 1 | | | 150.00 | 150.00 |
| 79 | Anillo plano 3/4" ϕ | | 20 | | | 0.38 | 7.60 |
| 80 | Anillo plano 1/8" x 9/16" ϕ int x 60 ϕ ext. | | 3 | | | 0.07 | 0.21 |
| 81 | Anillo plano 5/8 ϕ | | 10 | | | 0.21 | 2.10 |
| 82 | Anillo plano 3/8 ϕ | | 16 | | | 0.05 | 0.80 |
| 83 | Anillo de presión 1/2" ϕ | | 8 | | | 0.11. | 0.88 |
| 84 | Anillo 3/4" ϕ | | 4 | | | 0.38 | 1.52 |
| OBSERVACIONES: | | | | | | | |

| PROYECTO : MAQUINA PARA CORRUGAR TUBOS | | LISTA DE MATERIALES "BASE ENSAMBLE" | | HOJA : 1/1 |
|---|------|--|-------------------|-------------------|
| TITULO : BASE ENSAMBLE | | | | HECHO : M.C.L. |
| PLANO : MCT - 02 | | | | REVISADO : M.C.L. |
| POS. | CANT | DESCRIPCION | MATERIAL | OBSERVACION |
| 1 | 2 | Viga "I" ALA 300 x 18 x ALMA 300 x 10 x 11.000 | P E-24 SIDER-PERU | |
| 2 | 1 | P doblada 40 x 40 x 5/16" x 9340 Long | PGE-24 | |
| 3 | 1 | P 5/8" x 50 x 9310 Long | PGE-24 | |
| 4 | 1 | P Doblada 1/4" x 220 x 7170 Long | PGE-24 | |
| 5 | 1 | P Doblada 1/4" x 220 x 7840 Long. | PGE-24 | |
| 6 | 1 | P Doblada 40 x 40 x 5/16" x 8600 Long. | PGE-24 | |
| 7 | 1 | P 5/8" x 50 x 9700 Long. | PGE-24 | |
| 8 | 1 | Viga "I" ALA 140 ALMA 135 x 8 x 1348 Long. | PGE-24 SIDER-PERU | |
| 9 | 1 | P Doblada 1/4" x 460 x 1660 Long. | PGE-24 | |
| 10 | 2 | P 1/2" x 100 x 300 Long. | PGE-24 | |
| 11 | 2 | P Doblada 3/8" x 75 x 75 x 200 Long. | PGE-24 | |
| 12 | 2 | P 1/2" x 190 x 490 Long. | PGE-24 | |
| 13 | 2 | P 3/16" x 110 x 110 | PGE-24 | |
| 14 | | Cartela típica P 1/2" x 200 x 350 Long. | PGE-24 | |
| 15 | 69 | Tubo 3/4" ϕ SCH 40 x 67 Long. | A-53 | |
| 16 | 17 | Perno 3/4" ϕ c/arandela y tuerca x 50 Long. | ACERO | |
| 17 | 8 | Perno 1/2" ϕ c/tuerca y arandela x 50 Long. | ACERO | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| OBSERVACIONES: | | | | |

| PROYECTO : MAQUINA PARA CORRUGAR TUBOS | | LISTA DE MATERIALES ENSAMBLE - CARRO | | HOJA : 1/3 |
|---|------|---|------------|-------------------|
| TITULO : ENSAMBLE-CARRO | | | | HECHO : M.C.L. |
| PLANO : MCT - 03 | | | | REVISADO : M.C.L. |
| POS. | CANT | DESCRIPCION | MATERIAL | OBSERVACION |
| 1 | 1 | Rodillo 200 x 350 ϕ | Fe FUNDIDO | |
| 2 | 2 | Soporte de rodillo P 1 1/4" x 350 x 440 | PG-E24 | |
| 3 | 1 | Eje 110 ϕ x 60 Long. | SAE-1010 | |
| 4 | 1 | Eje 110 ϕ x 60 Long. | SAE-1010 | |
| 5 | 2 | P Dob. 3/8" x 190 x 750 Long. | PG-E24 | |
| 6 | 1 | Fe Liso 1" ϕ x 940 Long. | | |
| 7 | 1 | Caja Mecánica | | |
| 8 | 1 | Piñón de Cadenas 3/4 x 3.844" ϕ paso 16 dientes | ACERO | |
| 9 | 1 | Piñón de Cadenas 3/4" x 3.844 ϕ paso de 16 dientes | ACERO | |
| 10 | 2 | Chumacera SY 108 | | |
| 11 | 1 | Eje 1 1/2" ϕ x 780 Long. | SAE-1010 | |
| 12 | 1 | Eje 3" ϕ x 330 Long. | SAE-1010 | |
| 13 | 4 | Eje 1 1/4" ϕ x 130 Long. | SAE-1010 | |
| 14 | 2 | P Dob. 3/8" x 140 x 1090 Long. | PG-E24 | |
| 15 | 4 | P Dob. 3/8" x 120 x 150 Long. | PG-E24 | |
| 16 | 1 | P Rol 3/8" x 140 x 900 Long. | PG-E24 | |
| 17 | 1 | P Rol. 3/8" x 40 x 130 Long. | PG-E24 | |
| 18 | 4 | P 1/4" x 25 x 70 Long. | PG-E24 | |
| 19 | 1 | P 1" x 310 x 355 Long. | PG-E24 | |
| 20 | 1 | P 3/8" x 300 ϕ | PG-E24 | |
| 21 | 1 | P 3/8" x 235 x 250 Long. | PG-E24 | |
| 22 | 4 | P 3/4" x 220 x 240 Long | PG-E24 | |
| 23 | 1 | P 3/8" x 750 x 1260 Long. | PG-E24 | |
| 24 | 2 | P 3/8" x 600 x 960 Long. | PG-E24 | |
| 25 | 1 | P 3/8" x 600 x 960 Long. | PG-E24 | |
| 26 | 2 | P 3/8" x 560 x 800 Long. | PG-E24 | |
| OBSERVACIONES: | | | | |

| PROYECTO : MAQUINA PARA CORRUGAR TUBOS | | LISTA DE MATERIALES ENSAMBLE - CARRO | HOJA : 2/3 | |
|---|------|--|-------------------|-------------|
| TITULO : ENSAMBLE-CARRO | | | HECHO : M.C.L. | |
| PLANO : MCT - 03 | | | REVISADO : M.C.L. | |
| POS. | CANT | DESCRIPCION | MATERIAL | OBSERVACION |
| 27 | 4 | P 3/8" X 220 X 780 Long. | PG-E24 | |
| 28 | 4 | P 3/8" x 150 x 150 | PG-E24 | |
| 29 | 4 | P 3/8" x 220 x 230 Long | PG-E24 | |
| 30 | 2 | P 3/8" x 170 x 310 Long | PG-E24 | |
| 31 | 1 | P 3/8" x 130 x 225 Long. | PG-E24 | |
| 32 | 2 | P 3/8" x 230 x 560 Long | PG-E24 | |
| 33 | 4 | P 3/8" x 50 x 350 Long. | PG-E24 | |
| 34 | 1 | Cadena A.S.A. 3/4" paso x 650 Long. | | |
| 35 | 4 | Perno Cab.Hexag. 3/4" ϕ N.C. x 3" Long C/TCA | ACERO | |
| 36 | 4 | Perno Cab.Hexag. 3/4" ϕ N.C. x 2 1/2" Long C/TCA | ACERO | |
| 37 | 8 | Perno Cab.Hexag. 3/4" ϕ N.C. x 2" Long C/TCA | ACERO | |
| 38 | 3 | Perno Cab.Hexag. 1/2" ϕ N.C. x 1" Long C/TCA | ACERO | |
| 39 | 12 | Anillo plano 3/4" ϕ | FIERRO | |
| 40 | 3 | Anillo plano 1/8" x 9/16" ϕ Int. x 60 ϕ Ext. | FIERRO | |
| 41 | 2 | Espaciador 16 x 125 ϕ | BRONCE | |
| 42 | 1 | P 3/8" x 140 x 310 Long. | PG-E24 | |
| 43 | 1 | Grasera recta 1/4" ϕ | | |
| 44 | 4 | Grasera Recta 1/8" ϕ | | |
| 45 | 2 | Perno Cab.Hexag. 5/8" ϕ x 1 1/2" Long S/TCA | ACERO | |
| 46 | 8 | Perno Cab.Hexag. 3/8" ϕ N.C. x 3/4" Long S/TCA | ACERO | |
| 47 | 2 | Anillo plano 5/8" ϕ | FIERRO | |
| 48 | 8 | Anillo plano 3/8" ϕ | FIERRO | |
| 49 | 2 | Chaveta 3/8" x 3/8 x 40 Long. | ACERO | |
| 50 | 1 | Prisionero Allen 3/8" ϕ x 1" Long. | ACERO | |
| 51 | 4 | Perno Cab.Hexag. 1/2" ϕ N.C. x 2" Long. C/TCA | ACERO | |
| 52 | 4 | Anillo de Presión 1/2" ϕ | ACERO | |
| 53 | 4 | Anillo 3/4" | ASBESTO FLEX | |
| OBSERVACIONES: | | | | |

| PROYECTO : MAQUINA PARA CORRUGAR TUBOS | | LISTA DE MATERIALES ENSAMBLE - CARRO | | HOJA : 3/3 |
|---|------|---|-----------|-------------------|
| TITULO : ENSAMBLE-CARRO | | | | HECHO : M.C.L. |
| PLANO : MCT - 03 | | | | REVISADO : M.C.L. |
| POS. | CANT | DESCRIPCION | MATERIAL | OBSERVACION |
| 54 | 2 | P 3/8" X 230 X 460 Long. | PG-E24 | |
| 55 | 1 | P 3/8" X 200 X 310 Long. | PG-E24 | |
| 56 | 2 | P 3/8" X 95 X 100 Long. | PG-E24 | |
| 57 | 2 | Fe. Liso 3/4" ϕ x 230 Long. | A 36 | |
| 58 | 1 | Perno Cab. Hexag. 3/4" ϕ N.C. x 1" Long. S/TCA | ACERO | |
| 59 | 2 | Anillo Plano 3/4" ϕ | ACERO | |
| 60 | 4 | Tubo 1" ϕ Nom. SCH. 40 x Long. | ASTM A-53 | |
| 61 | 1 | Bocina 100 ϕ Ext. x 200 Long. | BRONCE | |
| 62 | 4 | P 1 1/4" x 300 x 440 Long. | PG-E24 | |
| 63 | 4 | Bocina 50 ϕ x 60 Long. | BRONCE | |
| 64 | 8 | Bocina 50 ϕ x 60 Long. | BRONCE | |
| 65 | 3 | Fe Liso 1" ϕ x 105 Long. | | |
| 66 | 12 | Eje 2 1/2 ϕ x 50 Long. | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| OBSERVACIONES: | | | | |

| PROYECTO : MAQUINA PARA CORRUGAR TUBOS | | LISTA DE MATERIALES "SOPORTE FIJO" | HOJA : 1/2 | |
|---|------|---|-------------------|-------------|
| TITULO : SOPORTE FIJO | | | HECHO : M.C.L. | |
| PLANO : MCT - 04 | | | REVISADO : M.C.L. | |
| POS. | CANT | DESCRIPCION | MATERIAL | OBSERVACION |
| 1 | 1 | P 3/8" x 106 ϕ Int. x 1700 ϕ Ext. | PGE-24 | |
| 2 | 1 | Eje 6 1/2" ϕ x 150 Long. | SAE-1010 | |
| 3 | 1 | Eje 4 1/2 ϕ x 1300 Long. | PGE-35 SIDER-PERU | |
| 4 | 4 | Viga "I" 140 Alma x 135 Ala x 8 x 1737 Long. | PGE-24 SIDER-PERU | |
| 5 | 2 | Viga "I" 140 Alma x 135 Ala x 8 x 1600 Long. | PGE-24 SIDER-PERU | |
| 6 | 4 | Viga "I" 140 Alma x 135 Ala x 8 x 743 Long | PGE-24 SIDER-PERU | |
| 7 | 2 | P 3/8" x 140 x 560 Long. | PGE-24 | |
| 8 | 2 | P 3/8" x 140 x 560 Long. | PGE-24 | |
| 9 | 2 | P 3/8" x 160 x 700 Long. | PGE-24 | |
| 10 | 4 | Fe 3/4" x 100 | PGE-24 | |
| 11 | 1 | Tubo 4" ϕ SCH 80 x 77 Long. | A-53 | |
| 12 | 1 | Chaveta 3/4" x 1" x 120 Long. | ACERO | |
| 13 | 1 | Chaveta 3/4" x 1" x 130 Long | ACERO | |
| 14 | 4 | Filtro SKF N° F1-460 | ACERO | |
| 15 | 8 | Perno C/Hex. 1" ϕ NC C/T x 2 1/2" Long | ACERO | |
| 16 | 1 | Perno C/Hex. 3/4" ϕ NC C/T x 2" Long | FIERRO | |
| 17 | 8 | Anillo plano 1" ϕ | FIERRO | |
| 18 | 1 | Anillo plano 3/16" x 13/16" ϕ Int x 130 mm ϕ Ext. | FIERRO | |
| 19 | 2 | Viga "I" 300 x 6.5 Alma x 135 x 10.2 Ala x 1080 | FIERRO | |
| 20 | 2 | chumacera Prefabricada | PGE-24 SIDER-PERU | |
| 21 | 2 | P 3/8" x 380 x 740 Long | PGE-24 | |
| 22 | 2 | P 3/8" x 300 x 400 Long. | PGE-24 | |
| 23 | 1 | P 1/4" x 350 x 400 Long | PGE-24 | |
| 24 | 1 | Eje 2 1/4" ϕ x 480 Long. | PGE-24 | |
| 25 | 1 | Acoplamiento de Cadena N°642608 "Renold" | SAE-1020 | |
| 26 | 2 | Chumacera Autolineante N° FY-204 | | |
| 27 | 8 | Perno C/HEX 5/8" ϕ - 11 UNC x 1 3/4" Long. | | |
| OBSERVACIONES: | | | | |

| PROYECTO : MAQUINA PARA CORRUGAR TUBOS | | LISTA DE MATERIALES "SOPORTE FIJO" | HOJA : 2/2 | |
|---|------|--|-------------------|-------------|
| TITULO : SOPORTE FIJO | | | HECHO : M.C.L. | |
| PLANO : MCT - 04 | | | REVISADO : M.C.L. | |
| POS. | CANT | DESCRIPCION | MATERIAL | OBSERVACION |
| 28 | 8 | Anillo presión 5/8" ϕ | ACERO | |
| 29 | 1 | Sprocket cadena Asa 80-3 de 22 dientes | ACERO | |
| 30 | 1 | Sprocket Triple 142 dientes | ACERO | |
| 31 | 1 | Cadena de Rodillos "ASA" 80-3 x 1" paso | ACERO | |
| 32 | 1 | P 3/16" x 80 ϕ | PGE-24 | |
| 33 | 1 | 1/2" x 1/2" x 65 Long. | SAE 1045/1060 | |
| 34 | 1 | 1/2" x 1/2" x 65 Long. | SAE 1045/1060 | |
| 35 | 1 | 1/2" x 1/2" x 100 Long. | SAE 1045/1060 | |
| 36 | 1 | Motor Hidráulico (Char-LYM N°8057) | | |
| 37 | 4 | Pern. C/HEX. C/T 1/2" ϕ - 13UNC x 13/4" Long. | FIERRO | |
| 38 | 4 | Anillo de Presión 1/2" ϕ | ACERO | |
| 39 | 1 | Prisionero Allen 3/8" ϕ 16 UNC x 5/8" Long. | ACERO | |
| 40 | 1 | Perno C/HEX 3/8" ϕ x 16UNC x 1" Long. | ACERO | |
| 41 | 9 | Perno C/HEX 3/4" ϕ - NC S/T x 3" Long. | ACERO | |
| 42 | 1 | P Rolada 1/2" x 120 x 2270 Long. | PGE-24 | |
| 43 | 1 | P Rolada 5/8" x 120 x 3378 Long. | PGE-24 | |
| 44 | 1 | P Rolada 3/4" x 120 x 4960 Long. | PGE-24 | |
| 45 | 6 | P 3/8" x 100 x 760 Long. | PGE-24 | |
| 46 | 24 | P 1" x 70 x 70 | PGE-24 | |
| 47 | 24 | "C" P Dobl. 3/8" x 75 x 300 Long. | PGE-24 | |
| 48 | 2 | P Dobl. 3/8" x 590 x 650 Long. | PGE-24 | |
| 49 | 1 | P 3/8" x 75 x 200 Long. | PGE-24 | |
| 50 | 2 | Viga "I" 300 x 6.5 Alma x 135 x 10.2 Ala x 920 Long. | PGE-24 | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| OBSERVACIONES: | | | | |

| PROYECTO : MAQUINA PARA CORRUGAR TUBOS | | LISTA DE MATERIALES "SOPORTE MOVIL ENSAMBLE" | HOJA : 1/2 | |
|---|------|---|-------------------|---------------|
| TITULO : SOPORTE MOVIL ENSAMBLE | | | HECHO : M.C.L. | |
| PLANO : MCT - 05 | | | REVISADO : M.C.L. | |
| POS. | CANT | DESCRIPCION | MATERIAL | OBSERVACION |
| 1 | 1 | P. Rol. 1/2" x 120 x 2270 Long. | PG-E24 | |
| 2 | 1 | P. Rol. 5/8" x 120 x 3378 Long. | PG-E24 | |
| 3 | 1 | P. Rol 3/4" x 120 x 4960 Long. | PG-E24 | |
| 4 | 1 | P 3/8" x 153 ϕ Int. x 1700 ϕ Ext. | PG-E24 | |
| 5 | 6 | P 3/8" x 100 x 750 Long. | PG-E24 | |
| 6 | 24 | P 1" x 70 x 70 | PG-E24 | |
| 7 | 1 | Eje 6" ϕ x 150 Long. | SAE-1010 | |
| 8 | 9 | Perno Cab. Hexag. 3/4" ϕ N.C. x 3" - S/TCA | ACERO | ROSCA CORRIDA |
| 9 | 1 | Eje 2 1/2" ϕ x 790 Long | SAE-1010 | |
| 10 | 2 | Chumacera FY 208 | | |
| 11 | 2 | Perno Cab. Hexag. 5/8" ϕ N.C. x 2" - S/TCA | ACERO | |
| 12 | 8 | Anillo Plano 5/8" ϕ | FIERRO | |
| 13 | 2 | Anillo Plano 1/8" x 11/16 ϕ Int. x 100 ϕ Ext. | FIERRO | |
| 14 | 8 | Perno Cab.Hexag. 5/8" ϕ N.C. C/TCA y Arandela | ACERO | |
| 15 | 1 | Chaveta 5/8" x 5/8" x 130 Long | ACERO | |
| 16 | 2 | Viga "I" 8 Esp. x Ala 140 x Alma 135 x 493 Long. | PG-E24 | |
| 17 | 4 | Viga "I" 8 Exp. x Ala 140 x Alma 135 x 493 Long. | PG-E24 | |
| 18 | 4 | Viga "I" 8 Esp. x Ala 140 x Alma 135 x 1465 Long. | PG-E24 | |
| 19 | 8 | Anillo Plano 3/8" ϕ | FIERRO | |
| 20 | 2 | P 5/16" x 260 x 350 Long | PG-E24 | |
| 21 | 2 | P 5/16" x 160 x 580 Long | PG-E24 | |
| 22 | 2 | P 5/16" x 260 x 350 Long | PG-E24 | |
| 23 | 4 | P 5/16" x 124 x 175 Long | PG-E24 | |
| 24 | 8 | P 5/16" x 120 x 285 Long | PG-E24 | |
| 25 | 8 | P 5/16" x 60 x 115 Long | PG-E24 | |
| 26 | 2 | P 5/16" x 190 x 750 Long | PG-E24 | |
| 27 | 4 | Eje 1 1/4" ϕ x 130 Long. | SAE-1020 | |
| OBSERVACIONES: | | | | |

| PROYECTO : MAQUINA PARA CORRUGAR TUBOS | | LISTA DE MATERIALES "SOPORTE MOVIL ENSAMBLE" | HOJA : 2/2 | |
|---|------|---|-------------------|-------------|
| TITULO : SOPORTE MOVIL ENSAMBLE | | | HECHO : M.C.L. | |
| PLANO : MCT - 05 | | | REVISADO : M.C.L. | |
| POS. | CANT | DESCRIPCION | MATERIAL | OBSERVACION |
| 28 | 4 | Eje 2" ϕ x 292.3 Long. | SAE-1020 | |
| 29 | 4 | Eje 51 ϕ Int. x 100 ϕ Ext. x 100 Long | SAE-1020 | |
| 30 | 8 | Anillo Seeger 50 ϕ | ACERO | |
| 31 | 4 | P 1/4" x 25 x 70 Long. | PG-E24 | |
| 32 | | Perno Cab.Hexag. 3/8" ϕ N.C. x 3/4" Long | ACERO | |
| 33 | 1 | Eje 110 ϕ x 60 Long | SAE 1020 | |
| 34 | 1 | Bocina 50 ϕ x 60 Long | BRONCE | |
| 35 | 1 | Eje 110 ϕ x 60 Long. | SAE 1020 | |
| 36 | 1 | Bocina 50 ϕ x 60 Long. | BRONCE | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| OBSERVACIONES: | | | | |

| PROYECTO : MAQUINA PARA CORRUGAR TUBOS | | LISTA DE MATERIALES "PORTA QUEMADOR" | | HOJA : 1/2 |
|---|------|---|----------|-------------------|
| TITULO : PORTA QUEMADOR | | | | HECHO : M.C.L. |
| PLANO : MCT - 06 | | | | REVISADO : M.C.L. |
| POS. | CANT | DESCRIPCION | MATERIAL | OBSERVACION |
| 1 | 4 | Tubo 3" ϕ SCH 40 X 2360 Long. | A-53 | |
| 2 | 10 | Tubo 1" ϕ SCH 40 x 130 Long | A-53 | |
| 3 | 10 | Tubo 1" ϕ SCH 80 x 50 Long | A-53 | |
| 4 | 10 | Tubo 3/4" ϕ SCH 40 x 550 Long. | A-53 | |
| 5 | 4 | P 3/4" x 130 x 200 | PGE-24 | |
| 6 | 4 | P 3/4" x 140 x 140 | PGE-24 | |
| 7 | 20 | P 1/4" x 80 x 80 | PGE-24 | |
| 8 | 10 | P 1/8" x 300 x 300 | PGE-24 | |
| 9 | 4 | P 3/8" x 120 ϕ | PGE-24 | |
| 10 | 2 | Eje 1 1/4" ϕ x 220 Long | SAE 1010 | |
| 11 | 4 | Copla 2" ϕ (3,000 Lbs) | ACERO | |
| 12 | 20 | Copla 1" ϕ (3,000 Lbs) | ACERO | |
| 13 | 20 | Eje 5/8" ϕ x 15 Long.. | SAE 1010 | |
| 14 | 10 | Quemador Tipo Vástago "AIRTEC" | | |
| 15 | 8 | P 1/4" x 90 x 400 | PGE-24 | |
| 16 | 10 | Mezclador | | |
| 17 | 12 | Codo 1/2" x 90° | A-53 | |
| 18 | 2 | P 1/4" x 80 x 2,455 Long. | PGE-24 | |
| 19 | 20 | Adaptador 1/2" MPS x 3/8 FTS | BRONCE | |
| 20 | 40 | King Niple 1/2" para manguera | BRONCE | |
| 21 | 20 | Manguera Negra 1/2" ϕ x 1,500 Long. | JEBE | |
| 22 | 4 | Pasador Partido 1/4" ϕ | ACERO | |
| 23 | 4 | Anillo Plano 1 1/4" ϕ | FIERRO | |
| 24 | 8 | Perno C/HEX 1/2" ϕ NC C/T x 1 1/2" Long. | FIERRO | |
| 25 | 20 | Perno S/HEX 1/4" ϕ NC S/T x 1" Long. | FIERRO | |
| 26 | 8 | Anillo plano 1/2" ϕ | FIERRO | |
| 27 | 4 | P Rolado 1/8" x 1" x 235 | PGE-24 | |

OBSERVACIONES:

| PROYECTO : MAQUINA PARA CORRUGAR TUBOS | | LISTA DE MATERIALES "PORTA QUEMADOR" | HOJA : 2/2 | |
|---|------|--|-------------------|-------------|
| TITULO : PORTA QUEMADOR | | | HECHO : M.C.L. | |
| PLANO : MCT - 06 | | | REVISADO : M.C.L. | |
| POS. | CANT | DESCRIPCION | MATERIAL | OBSERVACION |
| 28 | 30 | Bushing Recto 1" x 1/2" | A-53 | |
| 29 | 20 | Adaptador Recto 1/2" x 1/2" MH | A-53 | |
| 30 | 4 | P 1/8" x 390 x 2455 Long. | PGE-24 | |
| 31 | 2 | Niple Roscado 1/2" ϕ | A-53 | |
| 32 | 2 | Adaptador Recto 1/2" MH x 75 Long. | A-53 | |
| 33 | 2 | Manguera 1/2" ϕ x 1.000 Long | JEBE | |
| 34 | 2 | Abrazadera partida para mang. 1/2" ϕ | | |
| 35 | 4 | Válvula flash guard. 3/8" | BRONCE | |
| 36 | 20 | Adaptador 3/8" FP x 1/2" FTS | BRONCE | |
| 37 | 20 | Abrazadera 1/2" para manguera | | |
| 38 | 40 | Perno 3/16" ϕ C/T C/HEX x 1 1/2" Long | ACERO | |
| 39 | 56 | P 1/2" x 22 x 365 Long. | PGE-24 | |
| 40 | 28 | P 1/4" x 90 x 400 Long. | PGE-24 | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |
| OBSERVACIONES: | | | | |

6.2 COSTO DE FABRICACION O PRODUCCION

El costo de fabricación de la máquina corrugadora, se obtendrá, siguiendo los mismos lineamientos que se utilizan en las Empresas Metalmeccánicas, para obtener los precios de venta de sus bienes de capital que fabrican. En consecuencia, a continuación describimos los parámetros a utilizar:

6.2.1 Materiales

6.2.1.1 Materiales Básicos

En este rubro, se considera todos los materiales básicos tales como: planchas, tubos, ejes, motores, cadenas, etc. Se realiza el metrado correspondiente y se valorizan los materiales con precios del mercado Local o Internacional.

6.2.1.2 Materiales Consumibles

Dentro de este ámbito están comprendidos la soldadura, los gases, los discos de esmeril, etc. Para el cálculo de cantidades y/o costos de estos materiales, utilizaremos los mismos parámetros de las Empresas Metalmeccánicas. Es decir los siguientes:

Cantidad de Soldadura.- Se calcula midiendo la longitud de cordones de soldadura y por el diámetro del electrodo usado, (dependiendo este diámetro de electrodo, del espesor de las planchas soldadas) se obtiene la cantidad de soldadura. Sin embargo, está demostrado en la práctica, que la cantidad de soldadura fluctúa entre el 2% al 3.5% del peso del acero que conforma el equipo a fabricarse. Para nuestro caso utilizaremos el 2.5% del peso en acero.

Gases.- La cantidad de gases se calcula en base al espesor de las planchas a cortar, diámetro de la boquilla del equipo de corte y velocidad de corte (existen tablas al respecto). Pero en la práctica y cuando las planchas son de medianos espesor, el costo de los gases (oxígeno-propano) se considera el 50% del costo de la soldadura.

Discos para Esmeril.- Los discos para esmeril, sirven para remover escorias u otros elementos, que se producen durante el proceso de la soldadura o también para remover tramos de cordones de soldadura defectuosos. La cantidad de discos para esmeril depende de: Dimensión del disco, tipo de equipo a fabricarse (estructuras o recipientes a presión) en nuestro caso, lo que se fabricará es una estructura normal. En consecuencia el uso de discos de esmeril es poco. De acuerdo a datos prácticos, la cantidad de discos de esmeril, está dado por la siguiente regla: De, 02 a 05 Discos por tonelada métrica del acero utilizado en la fabricación del equipo. Para nuestro caso tomaremos 02 discos por T.M.

6.2.2 Mano de Obra Directa

6.2.2.1 En los Talleres del Fabricante

En este rubro se considera, la cantidad de personal que interviene directamente, en la fabricación del bien de capital y en las unidades en las que se expresa es, **Hombre-hora (Hh)**.

El costo actual de la mano de obra directa, empleado en las Empresas Metalmeccánicas tiene pequeñas variaciones. Pero para nuestro caso tomaremos como promedio lo siguiente

Cada Hombre hora (Hh) = \$ 0.85 U.S.A.

En general el costo de mano de obra directa, es aquella que se paga por variar o alterar la composición, condición o constitución de la materia prima, con el fin de obtener un producto final determinado.

6.2.2.2 Trabajos por Terceros

Se denomina así debido a que son servicios que pueden ser realizados, también en otros talleres o por terceras personas (Primero es el Cliente, segundo la Empresa que fabrica el bien o equipo). Considerándose en este rubro: Servicios de dobléz, rolado, taladrado, etc.

COSTO DIRECTO

El costo directo, es la suma del costo de materiales básicos, costo de materiales consumibles, costo de la mano de obra directa y el costo de los trabajos por terceros.

6.2.3 Gastos de Fábrica

Los gastos de fábrica normalmente, se considera como promedio, la mitad del costo de la mano de obra directa, es decir \$ 0.425. Y estos gastos corresponden a: Depreciación de las máquinas a usarse, energía eléctrica, aceites, combustibles, waype, etc., que tienen que usarse en la fabricación de la máquina corrugadora.

COSTO DE FABRICACION O PRODUCCION

El costo de producción se obtiene, sumando el costo directo más el costo de gastos de fábrica.

6.2.4 Valor de Venta

El valor de Venta de la máquina corrugadora, se obtendrá sumándole al costo de producción, los gastos generales y la utilidad.

6.2.4.1 Gastos Generales

En los gastos generales se consideran los costos de la mano de obra indirecta y los gastos administrativos.

Mano de Obra Indirecta.- En este rubro se considera básicamente los sueldos de los Ingenieros, Jefes de Taller, Supervisores, etc.

Gastos de Administración.- Son los gastos que se incurren en la administración de la Fábrica o Empresa, tales como: Sueldos de empleados, administrativos, depreciación de

edificios, costo de la energía eléctrica, agua, teléfonos, fax, etc.

En tal sentido, los gastos generales dependen de la magnitud de la Empresa. Para nuestro caso, tomaremos como el 20% del costo de producción, debido a que es el más usado dentro de las Empresas Metalmeccánicas.

6.2.4.2 Utilidad

Como su nombre lo indica, es el margen de utilidad que deben considerar, las empresas fabricantes o comercializadoras de bienes de capital. Para el presente proyecto consideraremos el margen más usual, es decir el 20% del costo de producción.

PRECIO DE VENTA

El precio de venta de la máquina corrugadora o cualquier otro bien de capital, se obtiene agregándolo al valor de venta el 18% (vigente a la fecha) del Impuesto General a las Ventas (IGV).

6.2.3 Calculo Del Precio De Venta

De acuerdo a lo descrito en el punto 6.2 se tiene:

MATERIALES :

| | | | |
|------------------------|----------------------|---|--------------|
| Básicos | : 4,660 Kg | = | \$ 15,600.00 |
| Consumibles: Soldadura | : 2.5 % (4660) | = | |
| | 116.5 Kg. x \$ 2.3 | = | \$ 267.95 |
| Gases | : Oxígeno + propano: | | |
| | 267.95/2 | = | \$ 134.00 |
| Discos | | | |

Para
Esmeril : DISCOS
2 ----- x 4.66TM:10
TM
X \$ 5.5 = \$ 55.00

\$ 456.95

MANO DE OBRA

**En los
Talleres
del**

Fabricante: Trazo : 2H-05 días x 8 horas: 80 Hh
Corte : 2H-06 días x 8 horas: 96 Hh
Armado : 4H-12 días x 8 horas: 384 Hh
Soldeo : 4H-15 días x 8 horas: 480 Hh
Ensamble : 3H-02 días x 8 horas: 48 Hh

1,088 Hh

Total: 1,088 Hh x \$ 0.85 = \$ 925.00

De acuerdo a parámetros ya establecidos en la Industria Metalmeccánica, para el cálculo del número de horas Hombre (Hh), en la transformación del acero al carbono, se utiliza generalmente el siguiente rango de rendimientos: **100 Hh** a **300 Hh**

T.M.

T.M.

(T.M.= Toneladas Métricas de acero a transformar)

TRABAJOS POR TERCEROS:

| | | | |
|---------------------------|---|-----------------------------|-------------|
| Doblez | : | 2,000 Kg. x \$ 0.21 | = \$ |
| 420.00 | | | |
| Taladro | : | 40 Hm x \$ 3 | = \$ |
| 120.00 | | | |
| Torno | : | 80 Hm x \$ 6 | = \$ 480.00 |
| Arenado | : | 200 m2 x \$ 3.5 | = \$ 700.00 |
| Pintura | : | - Anticorrosiva: | |
| (Sistema Convencional) | : | 200 m2 | |
| | | ----- : 7 Glns x \$ 12 = \$ | 84.00 |
| | | 30 <u>m2</u> | |
| | | Gln | |

- Acabado o Esmalte:

| | | | |
|--------------|---|---------------------|-------|
| 200 m2 | | | |
| ----- | : | 6 Glns x \$ 14 = \$ | 84.00 |
| 36 <u>m2</u> | | | |
| Gln | | | |

- Diluyentes:

Para este sistema se considera la cuarta parte del total de galones de pintura.

$$\frac{13}{4} \text{ Glns: } 3.5 \text{ Glns} \times \$ 4 = \$ 14.00$$

- Costo Mano de Obra

Por el Pintado:

$$200 \text{ m}^2 \times 2 \times \$ 1.5 = \$ 600.00$$

$$\underline{\hspace{1.5cm}} \\ \$ 2,502.00$$

* En los rendimientos de la pintura se han considerado una pérdida del 10%.

COSTO DIRECTO

$$15,600 + 456.95 + 925 + 2,502 = \$ 19,483.95$$

GASTOS DE FABRICA

$$1,088 \text{ Hh} \times \frac{1}{2} \times 0.85 \text{ \$/Hh} = \$ 462.40$$

COSTO DE PRODUCCIÓN

$$19,483.95 + 462.40 = \$ 19,946.35$$

GASTOS GENERALES

Consideramos el 20% del costo de producción: $20\% \times 20,346.35 = \$ 3,989.27$

UTILIDAD

Consideramos para nuestro caso el 20% del costo de producción $= \$ 3,989.27$

VALOR DE VENTA $19,946.35 + 3,989.27 + 3,989.27$ $= \$ 27,924.89$ **PRECIO DE VENTA** $\$ 27,924.89 + 18\% \text{ I.G.V.}$

CAPITULO VII

MANTENIMIENTO

El mantenimiento de la máquina corrugadora, abarca la parte estructural y los equipos o accesorios.

El mantenimiento de la estructura de la máquina, depende fundamentalmente, de la capa protectora de pintura, que la cubra. La estructura, al estar expuesta al medio ambiente, es posible que la pintura se desgaste, pudiendo quedar el acero, expuesto al fenómeno de la corrosión.

Para evitar esta posibilidad, es recomendable, inspeccionar cada año, el estado de la pintura, resanando de inmediato, las partes deterioradas. Se recomienda realizar un pintado general de la estructura, cada cierto tiempo, pudiendo variar estos períodos de tiempo, de 6 a 8 años

El mantenimiento a la parte de accesorios y otros se centra fundamentalmente en tenerlos limpios y operativos.

Se deberá mantener limpios los conductos de aire y gas propano en toda su extensión, periódicamente se deberá desarmar el mezclador de gas (mezcla de aire).

Se deberá tener cuidado de que todos los rodajes del motor, rodajes de las chumaceras y rodamientos en general, así como las bocinas, sean engrasados cada 3 a 6 meses y en general se deberá chequear periódicamente y sobre todo cada vez que funcione la máquina, los quemadores, cadena, ruedas dentadas y otros.

CAPITULO VIII

CONCLUSIONES

- Los hogares corrugados tienen mayor resistencia a los esfuerzos circunferenciales y longitudinales. Así como también a la dilatación térmica.
- Con los hogares corrugados, se logra aumentar la eficiencia de la transmisión del calor . Debido a las corrugaciones que presenta, las cuales permiten que la dispersión del calor (fuego de la combustión) sea más uniforme a través de todo el hogar. Lo cual no se logra con lo hogares lisos.
- El espesor de la plancha de los hogares corrugados, es menor que la de los hogares lisos .
- Para los calderos cuyas potencias sean iguales, o mayores a 250 B.H.P. y con presiones de trabajo de 150 PSI, se recomienda usar hogares corrugados. Debido a que según los cálculos, el espesor de la plancha, para fabricar el hogar corrugado de un caldero de 250 BHP y presión de trabajo de 150 PSI, es de $\frac{5}{16}$ " .
- No se puede usar hogares corrugados, en calderas cuyas potencias sean menores a 250 BHP. Se estaría contraviniendo a lo indicado en las Normas del Código ASME.
- Al fabricar los hogares corrugados en nuestro país, se utilizaría mano de obra e insumo nacional.

- También la fabricación nacional de los hogares corrugados, permitiría ahorro de divisas, pues ya no se tendría que importarlos.
- Posibilidad de poder competir a corto plazo, con los fabricantes de calderas de los países vecinos, o del Pacto Andino.

CAPITULO IX

BIBLIOGRAFIA

Para la elaboración del presente Proyecto, se ha consultado fundamentalmente la siguiente bibliografía :

- MANUAL DEL INGENIERO MECANICO DE MARKS.
Ed. UTEHA
- MANUAL OF STEEL CONSTRUCTION
Ed. American Institute of Steel Construction Inc.
- RESISTENCIA DE MATERIALES DE S. TIMOSHENKO
Ed. Espasa- Calpo S.A.
- RESISTENCIA DE MATERIALES DE VI FEODOSIEV
Ed. MIR.
- DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS
Ing. Juan J. Hori A.
- DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS
de FAIRES
- EL PROYECTO DE INGENIERIA MECANICA
de Joseph Shigley
- EQUIPOS DE ELEVACIÓN Y TRANSPORTE
de Ernesto Blume

- EQUIPOS DE ELEVACION Y TRANSPORTE
de Helmut
- ARCOS Y PORTICOS
de Sergio Leontovich.
- NORMAS DEL CODIGO ASME BOILER AND PRESSURE VESSEL
(The American Society of Mechanical Engineers)
- PRINCIPIOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR
Frank Kreith.
- PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR
de Donald Q. Kern.
- MANUAL DEL INGENIERO QUIMICO
de Perry
- HORNOS INDUSTRIALES
de W. Trinks.
- CONFORMADO DE LOS METALES
de Rowe Geoffrey
- TRABAJO EN METALES
de Rowel
- TROQUELADO Y ESTAMPACIÓN
de Tomás Lopez Navarro
- CALCULOS DE TALLER
de A.L. Casillas
- CATALOGOS DIVERSOS
- OTROS

CAPITULO X

ANEXOS

10.1 PLANOS DE FABRICACION

| | | |
|----------------------------------|---|----------|
| Plano de Disposición General | : | MCT - 01 |
| Plano de Ensamble de la Base | : | MCT - 02 |
| Plano de Ensamble de Carro | : | MCT - 03 |
| Plano de Ensamble Soporte Fijo | : | MCT - 04 |
| Plano de Ensamble Soporte Movil | : | MCT - 05 |
| Plano de Ensamble Porta Quemador | : | MCT - 06 |