

870117

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE GUADALAJARA

INCORPORADA A LA UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE INGENIERIA

1
2Ej.



"Proyecto de la Expansión de una Pequeña Empresa"

TESIS PROFESIONAL

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

AREA MECANICA

P R E S E N T A :

ALBERTO FRANCISCO JOSE JORGE LANCASTER JONES CAMPERO

GUADALAJARA, JALISCO

1994

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

TESIS CON FALLA DE ORIGEN



" FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA ELECTRICA "

Guadalajara, Jal., 24 de Noviembre de 1978

Al Pasante de
Ingeniero Mecánico Electricista
Area: Mecánica
Sr. Alberto Francisco José Jorge
Lancaster Jones Campero
P r e s e n t e .

En contestación a su solicitud de fecha 27 de Noviembre del presente año, me es grato informar que la Comisión de tesis que me honro en presidir, aprobó como tema que usted deberá desarrollar para su examen de Ingeniero Mecánico Electricista, el que a continuación transcribo:

"PROYECTO DE LA EXPANSION DE UNA PEQUEÑA EMPRESA"

- I.- Introducción.
- II.- Justificación del Proyecto.
- III.- Proyecto de Amplificación.
- IV.- Diseño de Maquinaria y Aditamentos.
- V.- Conclusiones.

Ruego a usted tomar nota que la copia fotografiada del presente oficio, deberá ser incluida en los preliminares de todo ejemplar de su Tesis.

A t e n t a m e n t e .
" CIENCIA Y LIBERTAD "

Ing. Luis Jorge Aguilera Casillas
Director

A Mi Esposa e Hijas
Por todo su cariño y apoyo

A mis padres
Por enseñarme el valor de
la vida y el trabajo

A Beto

Y a todas las personas quie-
nes me ayudaron a realizar
esta Tesis.

INTRODUCCION

La pequeña empresa es en la actualidad la más extendida en los centros de trabajo, pues en ella se encuentra la mayor diversificación de productos que hay en el mercado.

Hablar de una pequeña empresa es hablar de cualquier producto que se fabrique en la misma, por ejemplos tenemos varios, como molinos de nixtamal que fabrican la masa para las tortillas, carpinterías en la fabricación de muebles, talleres de embobinado y reparaciones eléctricas, así como también talleres de herrería y otros muchos que ejemplifican a la pequeña empresa.

El presente trabajo trata de una pequeña empresa que fabrica puertas y ventanas de metal, en la que el dueño proyecta hacer una ampliación en varias etapas, diversificando sus funciones y servicios y tratando de aprovechar al máximo sus recursos actuales, para la fabricación en el taller de la maquinaria y equipo que se ocupará en la ampliación.

El taller está localizado en un terreno arrendado sobre una muy importante avenida comercial en Guadalajara, Jalisco.

La superficie del inmueble es de 750 metros cuadrados aproximadamente. De ellos están ocupados por el área de oficinas y estacionamiento 100 metros cuadrados, 300 metros cuadrados están sub-arrendados y los 350 metros cuadrados restantes están compartidos por dos pequeñas empresas, por partes iguales.

CAPACIDAD DE TRABAJO:

Se calcula que cada trabajador ocupa un área de trabajo de 15 metros cuadrados aproximadamente.

El área que ocupa el taller es de 175 metros cuadrados, si le restamos las áreas de carga y descarga y de bodega de materia prima, quedaran 120 metros cuadrados para ser ocupados por 8 trabajadores.

Se ha obtenido como promedio de trabajo por obrero 350 Kgs.de piezas terminadas por semana, por lo que se estima que cada obrero puede producir 1500 Kgs.de piezas terminadas en el transcurso del mes. Si la capacidad de la empresa es para 8 trabajadores, se obtiene un total de 12,000 Kgs. de trabajo en piezas terminadas al mes.

Las casas, en relación a su tamaño se pueden dividir en tres categorías: a)casa de interés social, b)casa de tipo medio, c)residencia de lujo.

Una vivienda de interés social ocupa entre 300 y 400 Kgs. de herrería, la vivienda de tipo medio ocupa entre 400 y 800 Kgs.de herrería, dependiendo del tamaño de la construcción, mientras que las residencias de lujo ocupan entre 800 y 1,500 Kgs. de herrería.

Obteniendo un promedio de Kgs. de herrería para cada uno de los tipos de residencias tenemos:

Casa de interés social: 350 Kgs. de herrería.

Casa de tipo mediano : 600 Kgs. de herrería.

Residencia de lujo :1000 Kgs. de herrería.

Tomando en cuenta lo anterior podemos tener en producción aproximadamente 35 casas de interés social ó 20 casas de interés medio ó 12 residencias de lujo ó cualquier combinación entre ellas que nos diera los 12,000 Kgs. de producción.

En la actualidad la empresa cuenta con 2 trabajadores fijos y 1 ocasional. La producción semanal es de 800 Kgs. aproximadamente, o sea, 3,200 Kgs. mensuales de piczas terminadas.

La maquinaria y equipo con que la empresa cuenta está dada en la siguiente relación:

4 máquinas para soldar, de 180 amperes, con accesorios.

4 martillos mecánicos.

4 arcos para segueta.

4 pinzas mecánicas.

2 marros pequeños.

2 taladros manuales de 1/4", para trabajo pesado.

1 taladro manual de 1/2", con regulador de velocidad y reversa.

1 taladro de banco de 1/2", con 4 velocidades y motor de 1/2 HP.

1 esmeril pulidora manual de 6,000 RPM.

- 1 remachadora de acordeón para remache tipo pop.
- 1 esmeril de banco, con motor de 1/2 HP.
- 1 compresor de aire de 30 lts. para 100 lbs. de presión.
- 1 pistola de aire para pintura
- Equipo de seguridad industrial

Accesorios propios para el trabajo como: caretas, escuadras, lentes de protección, etc. para 4 trabajadores.

SISTEMA ACTUAL DE TRABAJO.

La secuencia que se sigue para la elaboración de un trabajo, es la siguiente:

- 1.- Elaboración y presentación de un presupuesto para el cliente de acuerdo a los planos y datos proporcionados por el mismo.
- 2.- Aceptación por parte del cliente del presupuesto y detallado de los planos para evitar errores.
- 3.- Cobro de un anticipo del 60% de la totalidad del presupuesto, para comenzar la elaboración del trabajo.
- 4.- Obtener una relación del material a ocupar y hacer la compra del mismo, o bien, si hay existencia de los

materiales en el almacén, se podrá comenzar a trabajar inmediatamente.

- 5.- Entrega a los trabajadores de los planos de las piezas que harán, teniendo que ser éstos lo más detallados posible.
- 6.- Entrega por parte de los trabajadores del trabajo terminado, mismo que deberá ser pesado y revisado a satisfacción.
- 7.- Entrega al cliente de las piezas terminadas, con acuse de recibo por parte del mismo.
- 8.- Terminación en obra de detalles en las piezas realizadas, si fuera necesario.
- 9.- Presentación de facturas al cliente y liquidación total del trabajo por parte del mismo.
- *.- El taller tiene cierta cantidad de los perfiles más comunes para la elaboración de piezas, así como los implementos y accesorios para los trabajos.

[Handwritten signature]

PROYECTO

CAPITULO I
JUSTIFICACION DEL PROYECTO

La justificación del proyecto se presenta en tres grupos o áreas, que son:

- 1a.- Mercado.
- 2a.- Aspecto económico.
- 3a.- Parte mecánica.

Iniciaremos por analizar el mercado, tendremos que hacer un estudio de la historia del mismo, ver el mercado actual y vislumbrar las posibilidades en un futuro cercano y lejano de la demanda de viviendas y de construcción en general.

1.- MERCADO ACTUAL DEL TALLER.

Dada la poca capacidad con que cuenta el negocio, por el poco tiempo que tiene de establecido, no ha podido entrar a concurso de contratos de herrería grandes.

Ya que la empresa comenzó a trabajar con poco capital, aún no puede financiar por sus propios medios la construcción de series de casas, en las cuales se tiene que soportar un 40 ó 50% del monto total con sus recursos, hasta que la obra sea entregada y se liquide el resto del adeudo, lo cual puede durar varios meses.

El financiamiento para las obras grandes, mediante créditos bancarios, no ha sido posible por la reducción de las ganancias de la empresa por el pago de los intereses generados por el préstamo.

Dado esto, podemos ver que hasta ahora sólo se han podido hacer trabajos a pequeños constructores, ya que el financiamiento a estos es de menor cuantía.

2.- POSIBILIDADES FUTURAS DE MERCADO

El mercado futuro presenta un amplio panorama en relación a la cantidad de trabajo que se puede obtener.

Los tipos de mercado que se podrán tener se pueden agrupar en tres grandes áreas:

- A).- Clientes con un pequeño volumen de producción.
- B).- Clientes con un volumen de producción grande.
- C).- Trabajos para el gobierno.

Entonces tenemos dos grandes posibilidades más, abiertas para un futuro cercano y lejano, con los cuales no se ha trabajado; Las grandes constructoras y el gobierno.

Las empresas constructoras serían un gran mercado en posibilidades, pues con un financiamiento adecuado, podría ser ampliamente explotado.

En los trabajos del gobierno se podría encontrar quizá el más grande de los mercados para la construcción, no sólo de trabajos de herrería normal, sino que también de mobiliario escolar, mantenimiento, construcción de andamios, etc.

Ocupando para todo esto un amplio apoyo económico por parte de las instituciones de crédito.

3.- POSIBILIDADES DE FINANCIAMIENTO

El financiamiento económico de acuerdo a las necesidades tenemos que dividirlo en tres épocas.

- 1a. De un gran financiamiento.
- 2a. De un mediano financiamiento.
- 3a. De un pequeño financiamiento.

En la primera época, ya que las posibilidades de fabricación se quieren extender para poder abarcar lo máximo posible, es necesario por falta de capital, un financiamiento por parte de las instituciones crediticias para dos clases de necesidades de tipo inmediato.

A).-Financiamiento para compra y construcción de la maquinaria necesaria para agilizar los procesos y reducir los costos de fabricación.

B).-Financiamiento para poder dar crédito a los constructores. Se estima que se ocuparía aproximadamente un 25% del monto total de la obra. (Este dato se obtiene restándole al total del trabajo un 60% del anticipo que se le pide al cliente y un 15% de las ganancias que se calculan).

Esta época de gran financiamiento se prolongaría por el tiempo necesario hasta que la empresa posea un capital suficiente para poder pagar los créditos y ayudarse a sí misma en el financiamiento a los clientes. Al llegar a ésta situación en la empresa, pasaremos a la segunda etapa de financiamiento.

En la segunda etapa, la empresa todavía requerirá de un mediano financiamiento, para poder seguir financiando a los clientes y para la compra ocasional de material en grandes cantidades.

Las posibilidades de financiamiento son buenas por las excelentes relaciones de la empresa con las instituciones de crédito, por lo cual se podrán obtener los créditos a bajos intereses y a largos plazos.

4.- REDUCCION DE COSTOS:

Al obtener la empresa los requerimientos financieros necesarios para la compra y transformación de maquinaria y para adquirir materia prima en volumen a bajo precio, se podrán reducir los costos de producción.

En la siguiente tabla comparativa se da la relación de costos y precios estimados antes y después de la ampliación del taller, a un precio de \$ 80.00 el Kg. de piezas terminadas.

CONCEPTO	COSTO ACTUAL	% DEL VALOR	COSTO FUTURERO ESTIMADO	% DEL VALOR	P	BIS
MATERIA PRIMA	40.00	50 %	26.80	33.5%		
M. DE O.	16.00	20 %	14.00	17.5%		
FLETES	1.60	2 %	0.26	0.3%		
INTERESES BANC.			7.50	9.4%		
DEPRESIACION			1.39	1.7%		
OTROS GASTOS	5.20	6.5%	1.08	1.4%		
ADMINISTRACION	2.40	3 %	0.36	0.4%		
IMPLEMENTOS	2.80	3.5%	2.10	2.6%		
	<u>68.00</u>	<u>85 %</u>	<u>53.49</u>	<u>66.8%</u>		

* Otros gastos: Amortización de herramientas, luz, teléfonos, renta, sueldo de secretaria, sueldo de contador, impuestos, etc.

Los intereses bancarios están calculados sobre un capital de \$2'000,000.00 que se calcula se necesitarán a una tasa mensual de interés del 4.5% mensual y con una producción de 12,000 Kgs. mensuales de piezas terminadas.

La depreciación calculada es del 10% anual.

Como se ve en la tabla, los costos en la fabricación de herrería se disminuyen en un 18.2%, pudiéndose utilizar esto en la capitalización y poder buscar grandes clientes , reduciendo los precios.

5.- AUMENTO EN LA PRODUCTIVIDAD POR TRABAJADOR

El tiempo estimado para el corte, soldado y acabado de un trabajo que requeriría 100 horas para su terminación, está dado por la siguiente tabulación:

- A) Corte: 50 horas.
- B) Soldadura: 30 horas.
- C) Acabado: 10 horas.
- D) Tiempo perdido: 10 horas.

Si se cortara el material con una máquina en la cual los cortes salieran como se necesitaran, el tiempo de corte se reduciría aproximadamente en un 40%, de modo que los nuevos tiempos para el trabajo de 100 horas sería:

- A) Corte: 30 horas.
- B) Soldado: 30 horas.
- C) Acabado: 10 horas.
- D) Tiempo perdido: 10 horas.

De modo que la productividad por trabajador se vería aumentada en un 25%.

El aumento de productividad por trabajador redundaría en una reducción de costos por depreciación de maquinaria y en el costo por mano de obra por unidad.

6.- DIVERSIFICACION DEL TRABAJO

Al aumentar la productividad por maquinaria del taller, se abre la posibilidad de la contratación de nuevo personal para trabajos afines a la industria de la construcción, con la misma cartera de clientes. Pudiendo así aumentar las ventas.

Dentro de los trabajos afines, están todos aquellos que el constructor necesite y que puedan ser fabricados en el taller, tales como estructuras metálicas, fabricación de ventanería y cancelería en aluminio, fabricación de castillos y armados de varillas, etc.

Otro tipo de trabajo que se podría realizar es la fabricación de mobiliario para escuelas, tales como sillas tubulares, mesabancos, etc.

Por otra parte, sería la fabricación de los propios materiales que se ocupan para la manufactura de piezas de herrería, siendo este no sólo para cubrir las necesidades de la empresa, sino para ser explotada comercialmente.

Otros trabajos afines serían la fabricación de accesorios para otros equipos y trabajos de fundición.

Así la gama de trabajos susceptibles a explotar para la empresa, se agrupan de la siguiente manera:

- A) Estructuras metálicas.
- B) Instalaciones de aluminio.
- C) Fabricación de castillos y armados en varilla.

- D) Fabricación de mobiliario para escuelas.
- E) Accesorios para maquinaria.
- F) Fabricación de perfiles tubulares.
- G) Fabricación de piezas de fundición.

Analizando lo anterior vemos que la ampliación del taller, así como la diversificación en sus trabajos, no sólo es aconsejable, sino que es necesaria.

CAPITULO II
PROYECTO DE AMPLIACION

El proyecto de ampliación del taller se puede dividir básicamente en dos partes:

- A) Ampliación y distribución de la planta física.
- B) Ampliación de maquinaria de taller (diseño y cálculo).

1.- AMPLIACION Y DISTRIBUCION DE LA PLANTA FISICA

El terreno será dividido en 6 secciones, cada una tendrá sus correspondientes áreas especializadas, de acuerdo a la siguiente distribución (ver planos A y B páginas 24-25):

I.- SECCION: OFICINAS

Esta sección comprende las áreas:

- 1.- Oficinas.
- 2.- Patio de entrada para clientes y materia prima.
- 3.- Estacionamiento para personal de oficinas.

II SECCION : PERFILES

Esta sección comprende las áreas:

- 4.- Corte de lámina y dobléz de perfiles.
- 5.- Bodega de perfiles terminados

III SECCION : ALMACENES

Esta sección comprende las áreas:

- 6.- Almacén de materia prima (soldadura, lámina, etc.).
- 7.- Cuarto de pintura y almacén de piezas terminadas.
- 8.- Área de salida de materia prima y maquinaria.

IV SECCION : ARMADO

Esta sección comprende las áreas:

- 9 al 14.- Herrería, lugar para 12 soldadores.
- 15.- Roladora de láminas.
- 16.- Corte de material para trabajos especiales y estructuras.
- 17.- Construcción de trabajos especiales y estructuras.

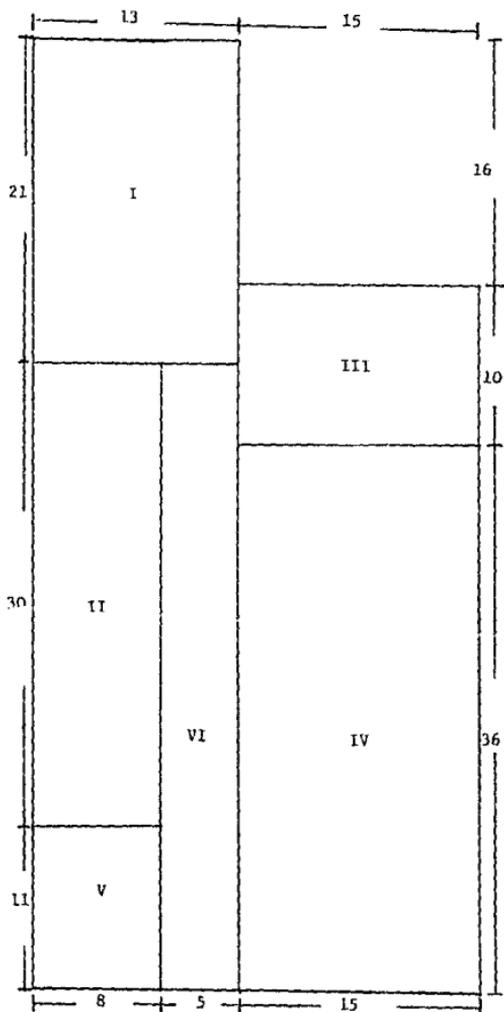
V SECCION : SERVICIOS

- 18.- Baño-vestidor para trabajadores.
- 19.- Comedor para trabajadores.
- 20.- Cuarto para velador.

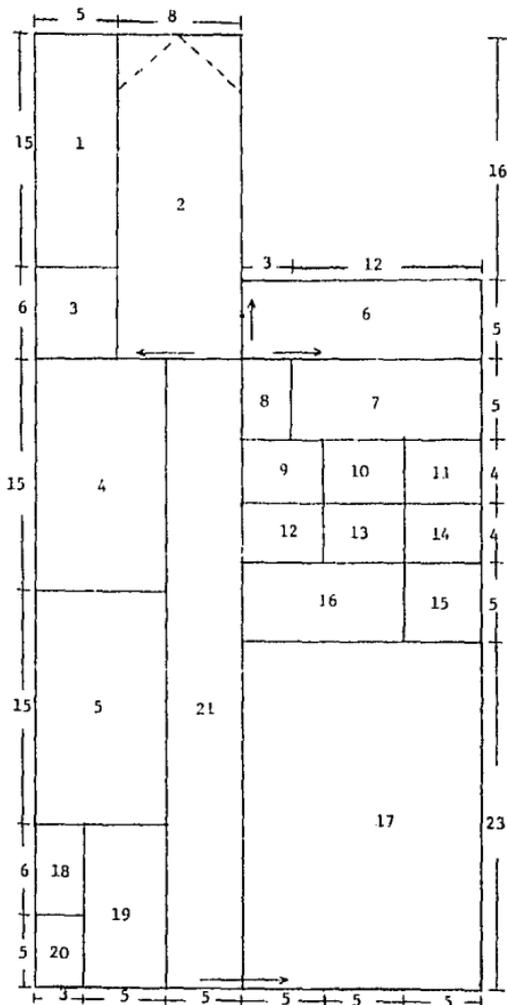
VI SECCION : MOVIMIENTOS

Esta sección comprende el área:

- 21.- Pasillo de movimientos y salida del material terminado.



PLANO DE DISTRIBUCION DE SECCIONES



PLANO DE DISTRIBUCION DE AREAS

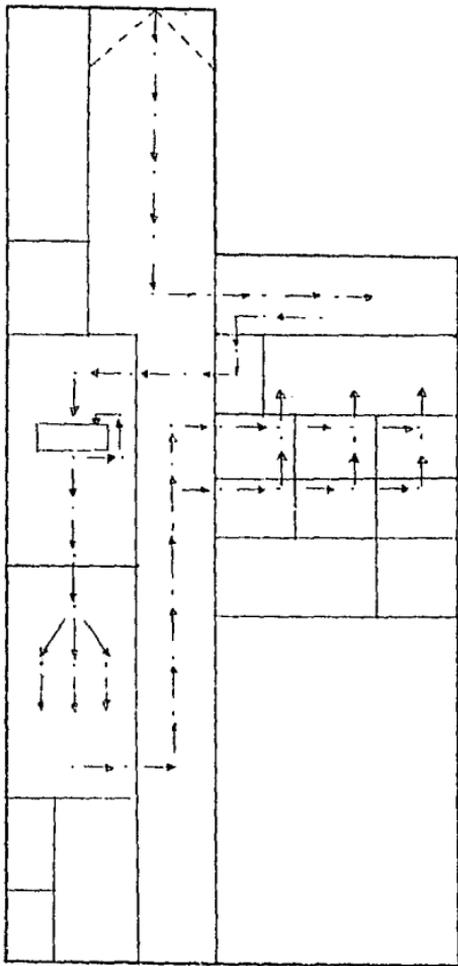


DIAGRAMA DE FLUJO DE MATERIA PRIMA (PERFILES Y HERRERIA)

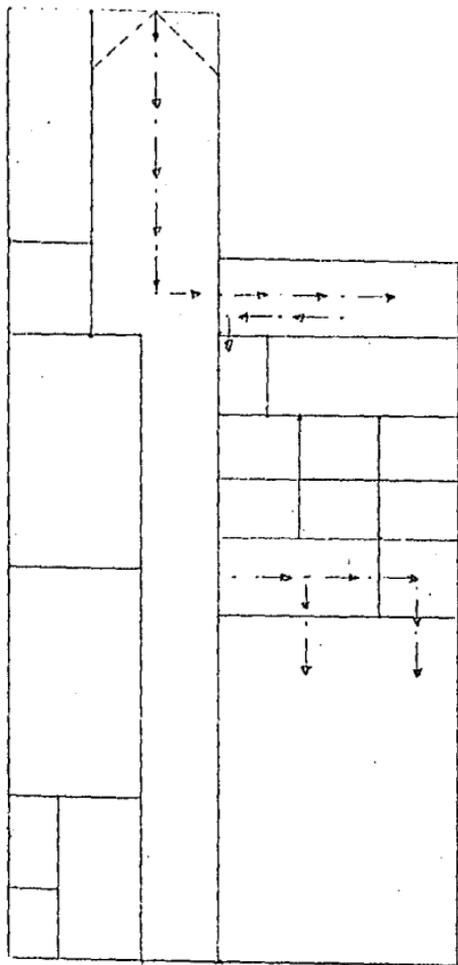


DIAGRAMA DE FLUJO DE MATERIA PRIMA (PLACA Y VIGAS)

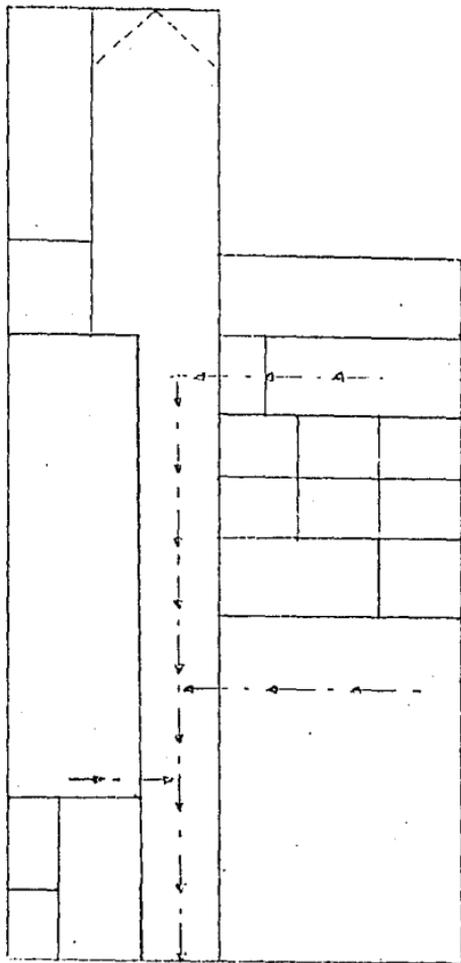


DIAGRAMA DE FLUJO PARA SALIDA DE MATERIAL TERMINADO

2.- DIAGRAMAS DE FLUJO

A.- FLUJO DE MATERIA PRIMA PARA PERFILES Y HERRERIA

La materia prima que se recibe del proveedor (por el área 2) , para perfiles y herrería , consta básicamente de tres tipos de materiales; Lámina en rollo , perfiles estructurales de fierro y materiales varios como soldadura , herrajes , etc.

Todo el material solicitado es recibido en el almacén de materia prima y maquinaria sin uso (área 6) , donde es inventariado y acomodado en un orden preestablecido.

La lámina en rollo que se utiliza en la fabricación de perfiles, después de ser requerida pasa al área de corte y doblado de perfiles (Area 4), saliendo por el lugar destinado a ello (Area 8).

En el área de corte y doblado de perfiles, primero pasará a corte donde la lámina es seccionada en varios pasos en la misma máquina hasta obtener la longitud y anchura requerida. Terminando este 1er. Proceso el material pasa a ser doblado en sucesivas retroalimentaciones en la máquina dobladora, hasta que quede perfectamente hecho el perfil tubular requerido. En seguida el material es guardado en la bodega de perfiles terminados (Area 5).

De la bodega de perfiles terminados, al ser solicitado el material pasará a la sección de armado através del pasillo de movimientos (Area 2) (áreas Nos. 9 al 14) para ser utilizado.

Al salir de la sección de armado pasará a la sección de pintado (Area 7) para ser almacenado y después enviada al cliente.

B.- FLUJO DE MATERIA PRIMA PARA EL AREA DE ESTRUCTURAS.

Al llegar el suministro del material, éste pasará directamente a el almacén de Materia Prima y maquinaria sin uso (Area 6), de donde al ser solicitado, irá por medio de una grúa viajera hasta el área de cortado (No. 6); si fuera necesario pasará al área de rolado (No. 5), si nó, pasa en seguida al área de construcción de trabajos especiales y estructuras (No. 7) y al ser terminado el trabajo se almacenarán dentro de la misma área de trabajo para después ser enviados al cliente.

C.- FLUJO DE SALIDA DEL MATERIAL.

Tanto el trabajo terminado del área de perfiles (No. 5), como el área de herrería (No. 7) serán cargados en el pasillo de movimientos (Area 21) en los vehículos de transporte.

Los trabajos terminados en el área de trabajos especiales y estructuras (No. 17) serán cargados a los vehículos de transporte en el mismo lugar donde se encuentren almacenados.

Después de ser cargados todos los vehículos saldrán por el pasillo de movimientos (Area 21) hacia el portón de atrás.

AMPLIACION DE MAQUINARIA DE TALLER

A.- GENERALIDADES.

El estudio de la ampliación del equipo y la maquinaria del taller se hará con el criterio de hacer con los recursos propios la cantidad de trabajo que sea posible y el resto del equipo será adquirido directamente de los proveedores, sin hacer en este trabajo un estudio previo.

Así pues, en el diseño de la maquinaria ó equipo, se hará sólomente el cálculo o diseño del trabajo que se pueda realizar dentro del taller y con sus propios recursos.

Los equipos ó la maquinaria faltantes se pedirán a los distribuidores, de acuerdo a los criterios de fabricación de los mismos, ya que se presupone que no se tiene toda la tecnología para la fabricación de todos los equipos.

Ejemplificado. En el montaje de la línea de fabricación de perfiles tubulares a partir de rollos de lámina, se hará el cálculo de las bases y los soportes y no el diseño de las

maquinas en sí, ya que esto sería objeto de un estudio completo y aparte.

La maquinaria y equipo que se planea implementar en la aplicación del taller, está dada en las siguiente lista.

- 1.- Generador de corriente eléctrica
- 2.- Grúa viajera con una capacidad máxima de 2,500 Kg.
- 3.- Dobladora de lámina
- 4.- Cortadora de lámina
- 5.- Cortadora de perfiles con disco desvastante.

Los cálculos ó diseños se harán de acuerdo a lo descrito enseguida.

- 1.- De la planta generadora de corriente eléctrica se hará el diseño del cople del motor a gasolina al generador y se hará el diagrama del switch de aceleración del motor.
- 2.- De la grúa viajera se harán los cálculos de las vigas y de las columnas que forman la estructura para la misma, así como el diseño del sistema de movimiento de la grúa.
- 3.- De la dobladora de lámina se harán los cálculos de las vigas de soporte de la mesa de dados, de la viga de soporte de los gatos hidráulicos, de la placa deslizante que soporta los dados y de los soportes verticales de la mesa de dados y de gatos.

- 4.- Para la cortadora de lámina se harán los cálculos de la fuerza necesaria del gato para el corte, de la viga de soporte de la mesa, de la viga que soporta el gato hidráulico, de la placa deslizante que soporta la navaja y de los soportes verticales de la mesa y del gato.
- 5.- Se hará el diseño del sistema de movimiento del motor que soportaría el disco de desvaste, ya que por el peso y las características del diseño no ocupa cálculo de esfuerzos.

CAPITULO III
CALCULOS Y DISEÑO DE
MAQUINARIA Y EQUIPO

En este capítulo procederemos a realizar el cálculo y el diseño de los equipos y maquinaria que se implementarán en la ampliación del taller.

DISEÑO DEL ACOPLAMIENTO ENTRE UN GENERADOR Y UN MOTOR.

El acoplamiento será mediante dos placas torneadas soldadas a las flechas tanto del motor como del generador.

Las placas estarán unidas mediante tornillos.

La unión mediante dos placas atornilladas se utilizarán para que el servicio, tanto del motor como del generador, sea hecho con mayor facilidad.

A: POTENCIA REQUERIDA:

Se necesita que el generador tenga salida de corriente eléctrica a 50 Volts y 300 amperes a 60 ciclos/seg, la potencia requerida está dada por:

$$W = VA$$

Para $A=300$ y $V=50$, de ahí que:

$$W=50 \times 300 = 15,000 \text{ Watts.}$$

PARES DE POLOS

Para obtener el total de los pares de polos que ocupa el generador utilizamos la fórmula:

$$L = \frac{n \cdot p}{60}$$

donde:

L= Frecuencia de la corriente eléctrica.

n= Revoluciones por minuto del Motor. (*)

p= Pares de polos del generador.

* se calculará a 3600 R.P.M.

entonces despejando de la ecuación el valor de P. tenemos

$$P = \frac{60 \cdot f}{n} \qquad P = \frac{60 \times 60}{3600} = \frac{3,600}{3600} = 1$$

Se ocupará un generador de un par de polos.

PAR O MOMENTO NOMINAL,

Lo calcularemos para poder encontrar el par de arranque del motor y después calcular la potencia requerida del motor y hacer el cálculo de los tornillos para el acoplamiento.

El par nominal está dado por:

$$M_n = \frac{P}{W}$$

donde:

P= Potencia requerida

W= Velocidad angular

La potencia requerida ya la conocemos es de 15,000 watts, la velocidad angular se calcula por

$$W=2\pi F$$

F= frecuencia de la corriente eléctrica que es de 60 ciclos/seg.

de ahí que

$$W=2(60)\pi = 120 \text{ radianes/seg.}$$

entonces

$$M = \frac{15,000}{120\pi} = 39.8 \text{ newtons-metro}$$

El par o momento nominal será 39.8 newtons-metro

PAR O MOMENTO DE ARRANQUE

El par de arranque es de 1.5 a 2 veces el valor del par nominal.

Se utilizará el factor de 1.5 veces el valor del par nominal porque el generador no se arranca con carga.

Para obtener el par de arranque multiplicamos el par nominal por 1.5.

$$M_a = 1.5(39.8) = 59.7 \text{ Newtons-Metro}$$

POTENCIA REQUERIDA DEL MOTOR.

Para encontrar la potencia que ocupamos que nos entregue el motor de gasolina lo calculamos con:

$$P_m = \frac{M \omega}{746}$$

donde,

MA= Momento máximo, pues el generador tratará de frenar al motor cuando éste sea acelerado con el corto circuito que se forma al soldar, siendo éste al momento o por el arranque.

W= velocidad angular

746= factor del conversión de watts a caballos de fuerza.

De ahí tenemos que:

$$P_m = \frac{59.7 \times 120\pi}{746} = 30.2 \text{ caballos de fuerza.}$$

$$P_m = 30.2 \text{ caballos de fuerza}$$

Por lo anterior podemos decir que para la planta generadora utilizaremos un motor Volkswagen de 1600 cm³ con una potencia de 60 H.P. a 3500 R.P.M.

B.- CALCULO DEL ACOPLAMIENTO

Se utilizarán tornillos convencionales de 0.2% de carbón, laminados en caliente, con un valor de resistencia al corte $t=1,500 \text{ kg/cm}^2$.

El radio de los tornillos se obtiene despejando la ecuación del momento máximo.

$$M = \pi r^2 \tau \xi h$$

Despejamos el radio,

$$r = \sqrt{\frac{m}{\pi t s n}}$$

donde:

$$r = 3.52 \sqrt{\frac{1}{s n}}$$

r= radio de los tornillos.

m= Momento Máximo (momento de arranque). 59.7 new-mt

que convirtiéndolo a Kgf-cm nos da $59.7 \times 100 \times 9.8 = 58,506$
Kgf-cm.

= Distancia del centro del cople al centro del tornillo.
(ver figura 1)

n= número de tornillos.

t= resistencia al corte

Figura 1.- Placa que se utilizará para el acoplamiento del motor con el generador.

Haremos una tabla para presentar las alternativas de acuerdo al número de tornillos que utilizaremos y a dos distancias escogidas del centro del copie al centro del tornillo. (los valores están dados en centímetros).

Tabla de alternativas.

ξ	n	r
4.25		1.207
6.00	2	1.016
4.25		0.853
6.00	4	0.718
4.25		0.697
6.00	6	0.586
4.25		0.603
6.00	8	0.508
4.25		0.569
6.00	9	0.479

De acuerdo a la tabla escogeremos la opción de 9 tornillos de media pulgada de diámetro, dandonos un radio de 0.635 centímetros para cada uno, siendo mayor en un 12% cuando $\xi=4.25$ y en un 33% para $\xi=6.00$ que el calculado.

La placa que se usará también será de media pulgada de espesor y el radio de la misma sería: (ver figura)

$R = \xi + 3r$, como mínimo.

calculando con $\xi=6.00$ cm. y $r=0.635$ cm.

$$R = 6.00 + 3 (0.635) = 7.905 \text{ cm.}$$

Se utilizará por lo tanto una placa de 3.25 pulgadas de radio.

Para el cálculo de las flechas del motor y del generador, supondremos que es hierro al 0.2% de carbón, laminando en caliente; también asumiremos que se comportará como un solo tornillo y que el radio del mismo será para soportar el cortante.

Tenemos que:

$$r = \sqrt{\frac{12.415}{\xi n}}$$

si $\xi = r$ y $n=1$

$$r = \sqrt{\frac{12.415}{r}}$$

Despejando el valor de r de la ecuación, encontramos:

$$r^3 = 12.415$$

de donde:

$$r = 2.32 \text{ cm.}$$

De esto tenemos que utilizamos una flecha de 2 pulgadas de diámetro, un 9.5% mayor que la calculada.

Si la flecha fuera de hierro al 0.2% de carbón laminado en frío, tendríamos para el valor de $t = 2,500 \text{ kg/cm}$, que:

$$r = \sqrt{\frac{50,500}{\pi (2,500) \xi n}}$$

resolviendo y despejando r para $\xi = r$ y $n=1$, tenemos:

$$r = \sqrt{\frac{7.449}{\xi n}} \quad r = 1.95 \text{ cm.}$$

Se utilizaría una flecha de 1 3/4 de pulgadas de diámetro, la cual tiene un radio de 2.22 cm., un 14% mayor que el calculado.

UNION DEL COPLE CON LAS FLECHAS.-

Se considerará que el área requerida para resistir el cortante en la flecha es la misma que se ocupa para el cortante de la unión entre la flecha y el cople.

La unión se hará con soldadura que nos dé la misma resistencia que el material utilizado para el cople y las flechas, o sea que se ocupará varillas de soldadura con un contenido de carbón menor al 0.3%, estas varillas son del tipo 60xx, de acuerdo a las tablas del fabricante.

Las áreas por cubrir con soldadura serán las obtenidas de cada una de las flechas.

$$\text{si son roladas en caliente: } A_1 = \pi(2.54)^2 = 20.268 \text{ cm.}^2$$

$$\text{si son roladas en frío : } A_2 = \pi(2.22)^2 = 15.483 \text{ cm.}^2$$

las áreas de contacto entre el cople y las flechas serán, si la flecha:

$$\text{es rolada en caliente: } A_2 = 2\pi(2.54) (1.27) = 20.268 \text{ cm.}^2$$

es rolada en frío : $A_2 = 2 \pi (2.22) (1.27) = 17.715 \text{ cm}^2$

la penetración de la soldadura deberá ser, si la flecha :

es rolada en caliente: $P_1 = \frac{20.268}{20.268} = 1 = 100\%$ del espesor del
cople

es rolada en frío : $P_2 = \frac{15.483}{17.715} = 0.87 = 87\%$ del espesor del
cople

Se deberá utilizar un factor de seguridad para el
acoplamiento, por lo cual se soldará a tope con un desbastado
en el cople en forma de "V", de modo que se solde por ambas
caras.

Si la flecha es rolada en caliente se hará la soldadura
con cordón de refuerzo en ambas caras y si la flecha fuera
rolada en frío, la soldadura será sin cordón de refuerzo.

SWITCH PARA ACELERACION DEL MOTOR

Para que el motor sea acelerado automáticamente al soldar,
pondremos un Switch que logre que se cumpla esta función.

Sobre el cable de la salida de la Máquina pondremos una
bobina de corriente para sentir cuando se produce el corto
circuito; el Flujo de corriente producirá un campo variable
que induce una corriente en el sensor y aparece un voltaje en
el mismo que es la señal para acelerar el motor.

Para convertir el voltaje pulsátil a un solo nivel se rectificará con un diodo de voltaje puro de corriente directa.

La figura 2., nos muestra el diagrama del Switch para el arranque del motor; De acuerdo con esto; "A" es el circuito procesador de ondas, que es conectado a un nivel comparador, utilizado un amplificador operacional tipo Darlington LM 3900, que se muestra en la figura como "B"

El circuito A tiene una corriente aproximadamente durante dos segundos para desactivar el comparador, para que pueda soportar los transitorios que se producen debido a la generación del arco, evitando así un funcionamiento errático del Motor.

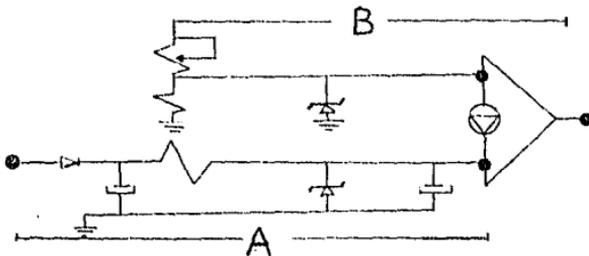


Figura 2.- DIAGRAMA DE CIRCUITO DEL SWITCH DE ARRANQUE

DISEÑO DE LA ESTRUCTURA PARA UNA GRUA VIAJERA.

Para el cálculo y diseño de la estructura que soportará a la grúa viajera, partiremos de que se necesitará una grúa con capacidad de 2.5 toneladas y que el peso del polipasto es de aproximadamente 500 kg.

La grúa estará colocada a lo largo de las secciones III y IV, o sea en almacenes y zona de armado. (ver figura 3).

Se requiere que la grúa tenga movimiento en las tres coordenadas. Para esto se ocuparán 3 Motoreducers que puedan moverla en el plano horizontal y el polipasto que le dará movimiento vertical.

El diseño de la estructura consta de una viga corrediza que se mueve a lo largo de dos series de vigas paralelas que van soportadas sobre columnas.

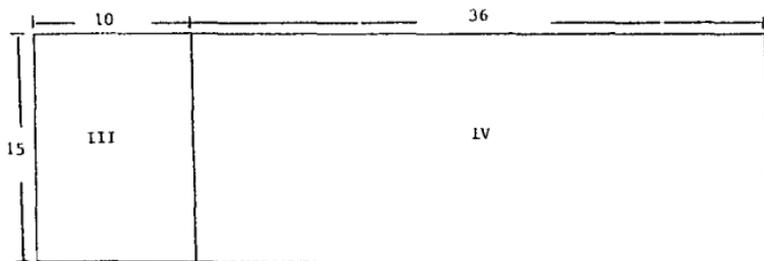


Figura 3.- Plano del área de servicio de la grúa

La viga viajera tendrá una longitud de 15 MTS. que es el ancho del área donde se utilizará.

Las columnas irán colocadas a cada 6 metros; a los lados del área IV, en el área III estarán separadas 5 metros. Para los cálculos se supondrá que todas las columnas estarán separadas 6 metros una de otra (ver figura 4)

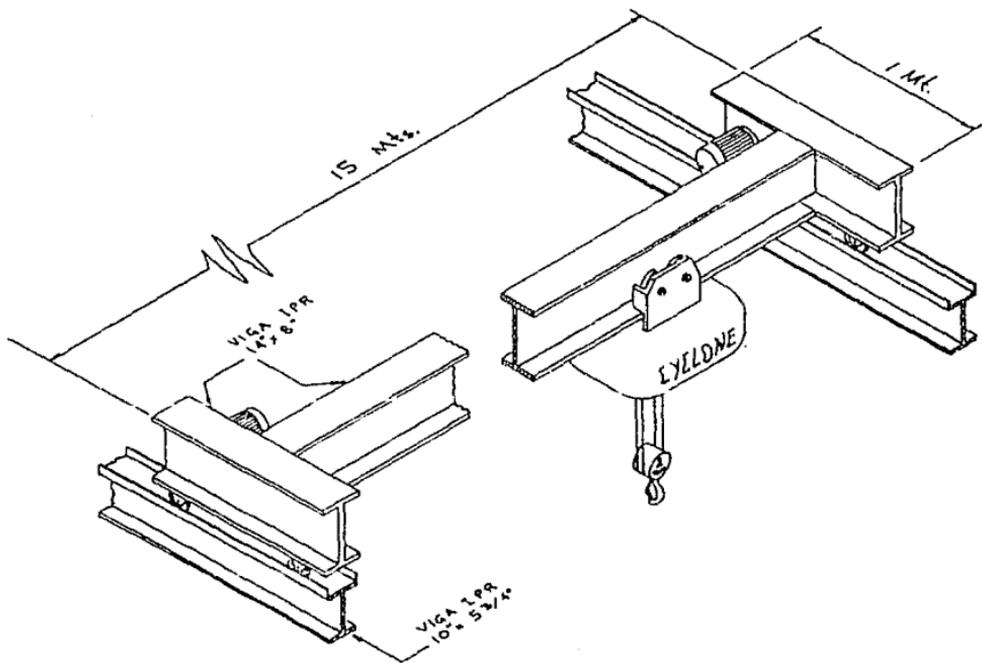
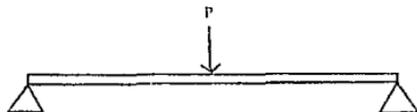


Figura 4.- ISOMETRICO DE LA ESTRUCTURA DE LA GRUA

A.- CALCULOS DE LA GRUA VIAJERA

a.- viga viajera.

Se considera una viga simplemente apoyada a los extremos, con una longitud de 15 metros y que el peso máximo que soportará será 2,500 kg. del polipasto. La fuerza de impacto se estima como un 20% de el peso total.



P_1 = capacidad de la grúa + peso del polipasto + fuerza de impacto

$$P_1 = 2,500 + 500 + 0,20 (2,500 + 500) = 3,600 \text{ kg.}$$

El momento flexionante máximo está dado por:

$$M_1 = \frac{P_1 \cdot l_1}{4}$$

donde:

P_1 = carga unitaria

l_1 = longitud de la viga

haciendo el cálculo tenemos

$$M_1 = \frac{3,600 \times 1,500}{4} = 1'350,000 \text{ kg-cm.}$$

Calculando ahora S (módulo de sección)

$$S^1 = \frac{M_1}{\sigma}$$

σ = Esfuerzo máximo permisible.

M = Momento flexionante Máximo.

calculando

$$S_1 = \frac{1'350,000}{1,510} = 894 \text{ cm}^3$$

de tablas de fabricantes de vigas se escoge una viga IPR

14" x 8" x 64.1 Kg/ML.

Para una S de 1027 cm³.

Ahora buscamos cuál será la deflexión Máxima que tendrá la viga, la deflexión de la viga se calcula por:

$$\text{Deflexión} = \frac{P_1 \cdot L^3}{48 \times E \times I}$$

donde:

I= 17,856 cm. (de tablas de fabricante)

E= Módulo de elasticidad = 2'400,000

$$\text{Deflexión} = \frac{3600 \times (1,500)^3}{48 \times 2'400,000 \times 17,856} = 5.9 \text{ cm.}$$

En porcentaje será igual a:

$$\text{Deflexión} = \frac{5.9}{1500} = 00.39\%$$

Lo cual no afecta a la estructura ni al trabajo de la grúa.

b.- Vigas donde corre la viga viajera.

se considerarán las vigas como simplemente apoyadas en ambos extremos y no continúa, de una longitud de 6 metros, la fuerza de impacto se considerará al igual que en la viga viajera de un 20%.

El momento flexionante será para cada viga de:

$$M_2 = \frac{P_2 L_2}{4}$$

donde:

L_2 = longitud de la viga

$$P_2 = 3,600 \text{ kg} + \frac{\text{peso de la viga viajera} \times \text{fuerza de impacto}}{2}$$

El peso de la viga viajera se obtiene de la siguiente forma.

P.V.V. = Peso por metro x [longitud de la viga + soportes de ruedas]

(ver figura 5).

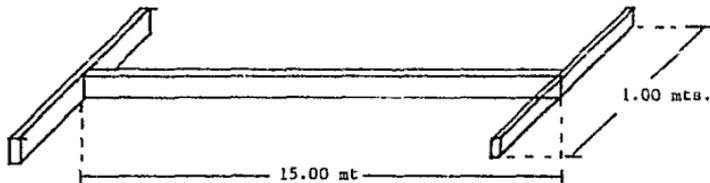


Figura 5.- Estructura deslizable de la grúa

el peso de la viga será:

$$64.1 \times (15.00 + 2.00) = 1,089.7 \text{ kg.}$$

entonces

$$P_2 = 3,600 + \frac{1,089.7 \times 1.20}{2} = 4,254 \text{ kg.}$$

$$M = \frac{4.254 \times 600}{4} = 638,073 \text{ kg-cm}$$

el valor de S se obtiene de:

$$S = \frac{M}{A}$$

entonces,

$$S = \frac{638,073}{1,510} = 423 \text{ cm}^3$$

buscando en las tablas del fabricante se obtiene que las vigas a ocupar serán

vigas IPR DE 10" x 5 3/4" x 37.3 kg/ml.

c.- Cálculo de columnas que soportan la grúa.

Se considerará una altura de 7 metros ya que podrá pasar una estructura de 3 mts de altura sobre otra de igual magnitud sin chocar.

El factor columna que se utilizará es $K = 2$ para hacer la columna con 2 canales unidos.

Entonces

$$KL_3 = 700 \times 2 = 1400 \text{ cm.}$$

El peso que soportará cada columna se calcula (ver figura 6)



Figura 6.- Columnas que soportan la grúa

$$P_3 = P_2 + (P \cdot L \cdot F)$$

$$P_3 = 4254 + (37.3 \times 6.00 \times 1.2)$$

$$P_3 = 4254 + 268.53$$

$$P_3 = 4523 \text{ kg.}$$

Si utilizamos dos canales C.P.S de 8", con área de 43.22 cm.

con $I = 1013$ (mínima en el eje y-y) y $r = 7.89$ (datos del manual del fabricante)

la relación de esbeltez es:

$$\text{relación de esbeltez} = \frac{kL}{r}$$

$$\frac{kL}{r} = \frac{1400}{7.89} = 177.4$$

como ésta es menor de 200 es por lo tanto admitible.

El valor en tablas de la fuerza que soportaría (F_a) es:

$$F_a = 331 \text{ kg/cm}$$

entonces el peso admitido por la columna será:

$$P_{adm} = F_a \cdot \text{Area}$$

entonces

$$P_{adm} = 331 \times 43.22 = 14.306 \text{ kg.}$$

no se utilizarán canales de 6" porque su relación de esbeltez es mayor que 200.

Las columnas estarán recibidas en un cimiento de concreto y las vigas estarán soldadas a la columna a tope con cordon sencillo por ambos lados.

La viga viajera estará sobre dos vigas del mismo tamaño (por estética, ya que se ocuparán vigas menores) de acuerdo a la figura 5 y estarían soldadas a Tope con la viga viajera.

Estas vigas pequeñas soportarán también los motorreductores que moverán a lo largo la grúa, y también en la parte inferior tendrán las ruedas sobre las que se desplazará.

B.- DISEÑO DE SISTEMA DE MOVIMIENTO DE LA GRUA.

Se harán los movimientos de la grúa mediante tres motorreductores. Uno se encargará de mover el polipasto en el sentido transversal a lo largo de la viga viajera; los dos motorreductores restantes se encargarán de mover la viga viajera, estando cada uno de ellos colocado en un extremo de la viga del lado opuesto al otro.

Los Motorreductores que moverán la viga viajera, deberán ser de la misma potencia y con la misma relación de velocidad, Para evitar que la viga se cruce al avanzar un lado más que el otro.

Se deberá tener mucho cuidado en que al sentar las ruedas de los motorreductores éstas sienten de forma pareja y uniforme para evitar que alguna rueda motriz quedara sin funcionar.

Como los motorreductores que mueven la viga viajera estarán corriendo sobre unas vigas que van soportadas en columnas, estas vigas deberán tener guardas soldadas a los lados exteriores para evitar una posible caída de la viga viajera si esta llegara a tener un movimiento errático.

Las guardas tendrán una medida de la misma altura que las ruedas de los motorreductores, para evitar un posible brinco sobre la misma

Se tendrá un control manual para los movimientos que de la grúa. En este control se dirigirán las maniobras, tanto del motorreductor que mueve el polipasto como los motorreductores que mueven la viga viajera. El control manual deberá tener 6 botones, dos botones harán los movimientos de ida y vuelta de la viga viajera, dos botones para el movimiento transversal del polipasto y dos botones para los movimientos de subir y bajar

Los botones de control deberán ser de 1 solo paso de modo que al ser oprimidos den paso a la corriente, y al soltar, la corten.

La conexión deberá ser en pares de botones para cada uno de los movimientos que harán el polipasto y los tres motorreductores, es decir el primer par controlará el

movimiento hacia arriba y hacia abajo con un botón cada uno y así también los movimientos de ida y vuelta de la viga viajera y los movimientos transversales del polipasto, como se ilustra en la figura (7).

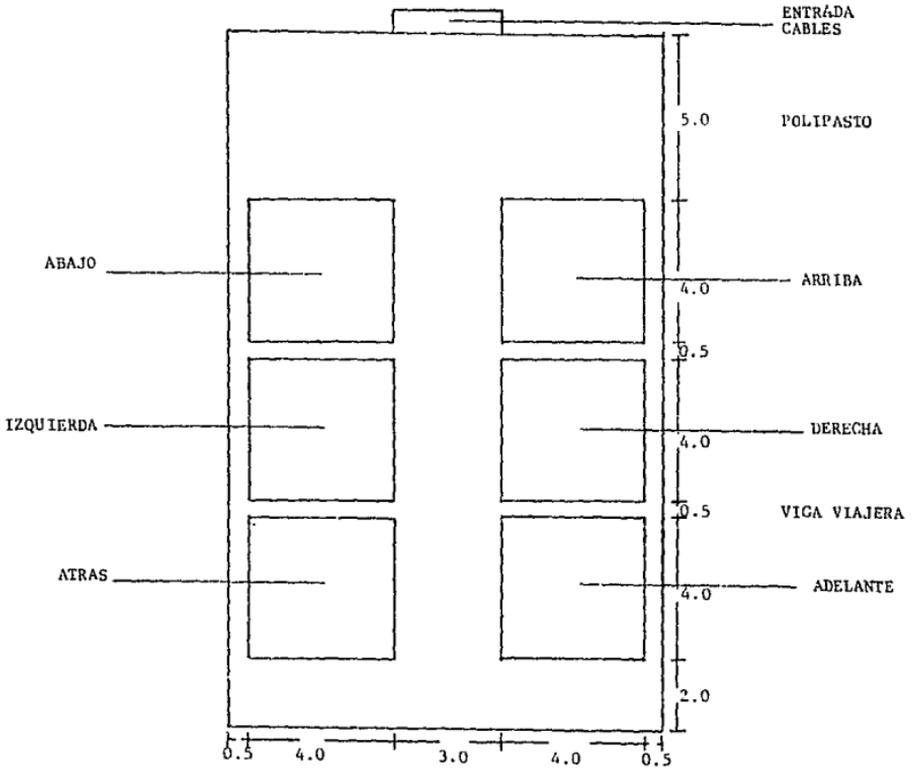


Figura 7: Control del movimiento de la grúa viajera.

* las medidas son en cm se dieron de acuerdo al tipo de contactores que se utilizarán.

3.- CALCULO Y DISEÑO DE UNA DOBLADORA DE LAMINA.

La capacidad de la dobladora será de 15 toneladas.

Tendrá una anchura de 3.10 mts, ya que la longitud de la lámina a doblar es de 3.05 mts. la altura de la dobladora será de 2.00 mts. hasta la base de dos gatos hidráulicos que la moverán, de 7,500 kg de capacidad cada uno. (ver figura 8).

Toda la armazón estará soldada a tope con desvaste sencillo de modo que se solde con cordón de refuerzo en todas las uniones entre vigas.

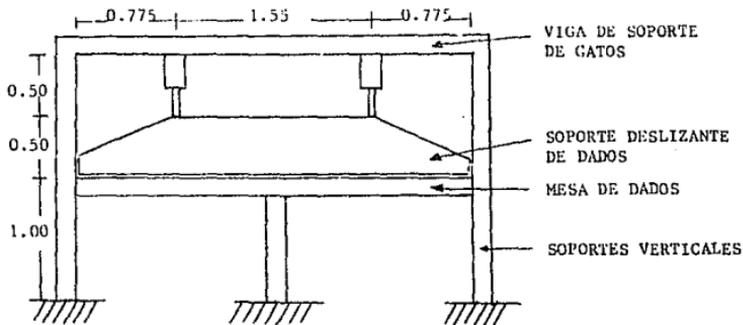


Figura 8.- Dobladora de lámina

A.- CALCULO DE LA MESA DE DADOS

La fuerza de la dobladora está distribuida uniformemente a lo largo de la mesa al efectuar la operación del doblado.

La mesa estará hecha a base de una viga de 3.10 mts, se considerará empotrada a ambos lados y con un soporte a la mitad de su longitud. (ver figura 9).

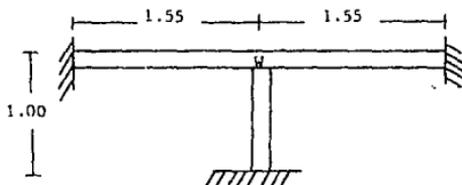


Figura 9.- Mesa de dados

El peso por cm. de longitud es:

$$W = \frac{\text{potencia}}{\text{longitud}} \quad W = \frac{15,000}{3,10} = 4839 \text{ kg mt.} \quad \text{ó} \quad W = \frac{15,000}{310} = 48.39 \text{ Kg cm.}$$

Por simetría la viga equivale a dos claros de la mitad de los 3.10 mts. empotrados a los dos extremos, donde:

$$= \frac{3,10}{2} = 1.55 \text{ mts.} \quad \text{ó} \quad \frac{310}{2} = 155 \text{ cm.}$$

$$W = 4839 \text{ kg mt.} \quad \text{ó} \quad 48.39 \text{ kg cm.}$$

El momento máximo de flexión está dado por

$$M_{\text{max}} = \frac{WL^2}{12}$$

donde,

$$W = \text{Peso por unidad lineal} = 48.39 \text{ kg/cm}$$

$$L = \text{longitud} = 155 \text{ cm.}$$

y se obtiene el valor

$$M_{\max} = \frac{(48.39)(155)^2}{12}$$

$$M_{\max} = 96,880.81 \text{ kg-cm.}$$

El módulo de sección S es:

$$S = \frac{M}{\sigma}$$

donde

M= Momento máximo de flexión

σ = Esfuerzo Máximo admisible

entonces

$$S = \frac{96880.81}{1510} = 64.16 \text{ cm}^3$$

Calculando ahora el momento de Inercia máximo I.

$$\text{para: } I = \frac{WL_d}{284ED_{\max}}$$

W= Peso por unidad lineal

L= longitud

E= Módulo de elasticidad (ver tablas del fabricante).

D_{max}= Deflexión máxima en el centro.

de aquí que:

$$I = \frac{(48.39)(155)^4}{(384)(2 \times 10^6)(0.05)}$$

$$I = 727.36 \text{ cm}^4$$

Entonces: si

$$I = 727.36 \text{ cm}^4$$

y

$$S = 64.16 \text{ cm}^3$$

de las tablas del fabricante obtendremos que se deberá utilizar una viga IPS de 6" x 18.16 Kg/mt. que tiene

$$I = 906.8 \text{ cm}^4$$

$$S = 119.2 \text{ cm}^3$$

con un Dmax:

$$D_{\max} = \frac{WL^4}{384EI} = \frac{(48.39)(155)^4}{(384)(2 \times 10^6)(906.8)} = 0.0401 \text{ cm.}$$

que es el menor a la requerida

Con una viga menor no se puede obtener la deflexión máxima que se requiere.

Como no existe inversión de esfuerzos, la reducción de esfuerzos admisibles por fatiga no es aplicable.

B.- CALCULO DE SOPORTE DE GATOS

Los gatos están colocados de tal manera que la distancia entre ellas es la mitad de la distancia total y la distancia de cada gato a las orillas es de una cuarta parte de la distancia total que es de 3.10 mts. (ver figura 10)

La viga que se utilizará se calculará como empotrada a ambos lados. (ver figura 10)

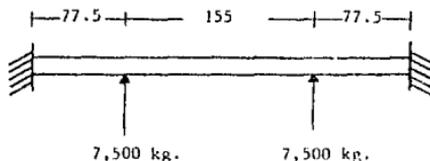


Figura 10.- Soporte de gatos

A la distancia de los gatos a las orillas les llamaremos "b" y a la distancia de una orilla al último gato le llamaremos "a" de modo que si "L" es la distancia total tenemos que:

$$b = \frac{L}{4} \text{ y } a = 3b = \frac{3L}{4}$$

Calculamos ahora el momento de inercia máximo que está dado por:

$$M_{\max} = \frac{2Pa^2b^2}{L^3} + Pb - \frac{Pab^2}{L^2}$$

Simplificando

$$M_{\max} = \frac{(2P) \left(\frac{9L^2}{16}\right) \left(\frac{L^2}{16}\right)}{L^3} + \frac{PL}{4} - \frac{(P) \left(\frac{3L}{4}\right) \left(\frac{L^2}{16}\right)}{L^2}$$

$$= \frac{9PL}{128} + \frac{PL}{4} - \frac{3PL}{64} = \frac{PL(9+32-6)}{128} = \frac{35PL}{128}$$

Entonces el momento máximo será :

$$M_{\max} = \frac{(35)(7,500)(310)}{128} = 635,742.19 \text{ kg-cm.}$$

El módulo de sección es:

$$S = \frac{M}{G}$$

de aquí que:

$$S = \frac{535,742,19}{1510} = 421.02 \text{ cm}^3$$

buscando en las tablas del fabricante obtenemos una viga IPR de 10" x 35 kg/mt. con

$$S = 478.5 \text{ cm}^3$$

Las uniones de los gatos con el soporte se hará de acuerdo a las características de los gatos que se compran. La única condicionante es que los gatos formen con el soporte de dados una unión rígida.

C.- CÁLCULO DEL SOPORTE DESLIZANTE DE DADOS.

El soporte deslizante de dados es el que es descendido por los gatos para que con el dado que tiene en su parte inferior al unirse con otro dado que está en la mesa de dados de la forma deseada.

Esta cortina se desliza a lo largo de unas guardas que tienen los soportes verticales a una distancia tal que sólo permita una pequeña capa de lubricación; para tal efecto se ha decidido una tolerancia entre la cortina y las guardas y los soportes verticales de un milímetro.

La unión con los gatos deberá ser rígida para que con la distancia entre la cortina y el soporte de gatos se pueda ajustar la alineación y no haga atorones ó mala calidad en el doblez de la lámina.

La longitud y distribución de fuerzas es igual a la mesa de dados.

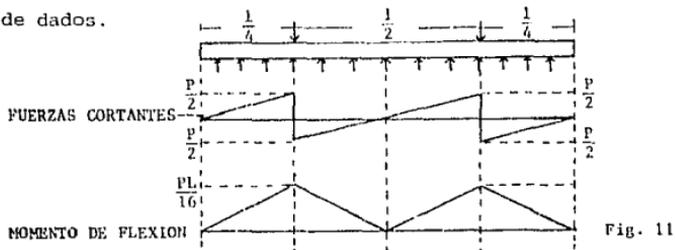


Figura 11.- Diagrama de fuerzas cortantes y momento de flexión

a) Por deflexión :

El momento de Inercia Máximo para la deflexión de 0.04 cm. que se tiene del soporte de gatos; es:

W= Fuerza por unidad de longitud = 48.39 $\frac{\text{kg}}{\text{cm}}$

L = longitud = 155 cm.

E = Módulo de elasticidad (ver tabla de fabricante) = 2×10^6

Dmax= Deflexión máxima en el centro.

de aquí :

$$I = \frac{(48.39)(155)^4}{(2048)(2 \times 10^6)(0.04)} = 170.48 \text{ cm}^4$$

Partiendo del dato que los dados que se tienen que implantar en la cortina tienen una anchura de 1" se calculará ésta con una anchura de 1".

(ver figura 12)

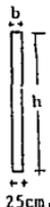


Figura 12 .- Vista lateral de la cortina

Para obtener el valor de h (altura), tenemos que:

$$I = \frac{bh^3}{12}$$

por lo tanto

y

Para una solera de 4"x1" los valores de I y S se obtienen por

Para la solera de 5"x1" los valores de I y de S son:

b) Por el esfuerzo máximo.

El momento máximo es:

y su módulo de sección lo da

entonces

Por lo tanto se tendrá que usar una solera de cuando menos 6 "x1".

D) CALCULO DE SOPORTES VERTICALES

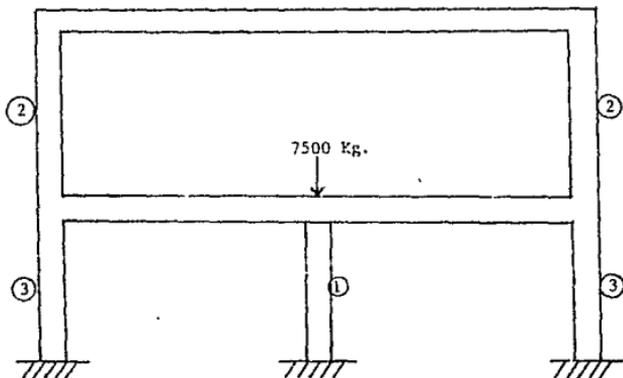


Figura 13.- Soportes verticales de la estructura.

Para 1. caso crítico

$KL = \text{longitud efectiva}$

$k = 0.80$ (de tablas)

$L = 1.00 \text{ mt.} = 100 \text{ cm.}$

$P = 7,500 \text{ kg}$

$KL = 0.80 (1.00) = 0.80 \text{ m.} = 80 \text{ cm.}$

Utilizaremos $KL = 100$ por protección y por facilidad en el manejo de los números, entonces, si calculamos con una viga de 6" por uniformidad con la estructura, tenemos de tablas,

$I = 77$ (mínima en el eje y-y)

$r = 1.83$ radio de giro

$A = 23.29$ Area

Calculamos ahora la relación de esbeltez

$$\text{relación de esbeltez} = \frac{KL}{r} = \frac{100}{1.83} = 55$$

Como es menor que 200, la admitimos.

El valor en tablas de la fuerza que soportaría (F_a), es:

$$F_a = 1,259 \text{ kg/cm}^2$$

entonces calculamos el peso máximo admitido (P_{max}).

$$P_{max} = F_a \cdot \text{Area}$$

de aquí tenemos que el peso máximo que soportaría la viga de 6" es:

$$P_{max} = 1,259 \times 23.29 = 29,322 \text{ kg}$$

El peso máximo que tendrá que soportar la columna está dado por el valor de P por un 20% más debido a la fuerza de impacto

$$P = 7,500 \times 1,20 = 9,000 \text{ kg.}$$

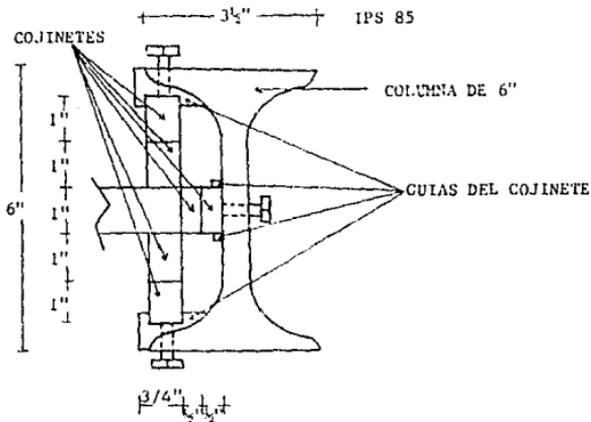
dado que Fmax es mucho mayor que P, admitimos el uso de la viga de 6" por uniformidad en la estructura y para garantizar una rigidez adecuada de los miembros verticales.

Los cálculos de los soportes 2 y 3 no se hará ya que en 1 se da el caso donde habrá un mayor esfuerzo.

E.- DISEÑO DE GUÍAS Y SOPORTE DE GATOS

Dado que la velocidad y el esfuerzo hacia las paredes por donde corre el soporte deslizante de dados es pequeño, se guiará el recorrido mediante un sistema de cojinetes ajustables, tanto en el soporte deslizante como en la columna; lubricados con un gotero de aceite en cada cojinete.

El ajuste se dará mediante una serie de tornillos de 1/4" a lo largo de la guía que empujen los cojines que se encuentran sobre la columna; a ambos lados y en el alma del canal que forma la guía. (ver figura 14), la distancia entre los tornillos será de 4" ya que esta es la achura del soporte deslizante.



Tablas de medidas de cojinetes.

A) Del soporte

Laterales.- 1"X3/4"X4"

Frontal.- 1"X1/2"X4"

B) De la Columna

Laterales.- 1"X3/4"X16"

Frontal.- 1"X1/2"X16"

Figura 14.- Diseño de guías

El material puede ser de Babbitt o de aleaciones de cobre puesto que la carga es pequeña.

La capacidad de Babbitt y del Bronce son:

Babbitt = 105 kg/cm²

Bronce: cobre-plomo = 210 kg/cm²

cobre-estaño = 350 kg/cm²

Se escogerá el material que se pueda obtener más fácilmente en el mercado.

F.- SISTEMA DE SUJECION DE COJINETES

- Cojinetes laterales sobre el soporte deslizante de dados
- Cojinete frontal sobre el soporte deslizante de dados
- Cojinetes laterales sobre la columna
- Cojinete sobre el alma de la columna

El sistema de sujeción de los cojinetes será con tornillos de 1/4" estandar ocultos dentro de los cojinetes a 1/2 pulgada de la superficie para evitar el rozamiento de éstos con otro.

los tornillos deberán ser del tipo cabeza de Allen para todos los cojinetes.

- a) Para los cojinetes laterales que están sobre el soporte deslizante de dados se hará según la figura. Los cuatro barrenos por donde pasan los tornillos estarán roscados, para darle mayor fuerza a la sujeción y para evitar algún juego entre estas y los tornillos.

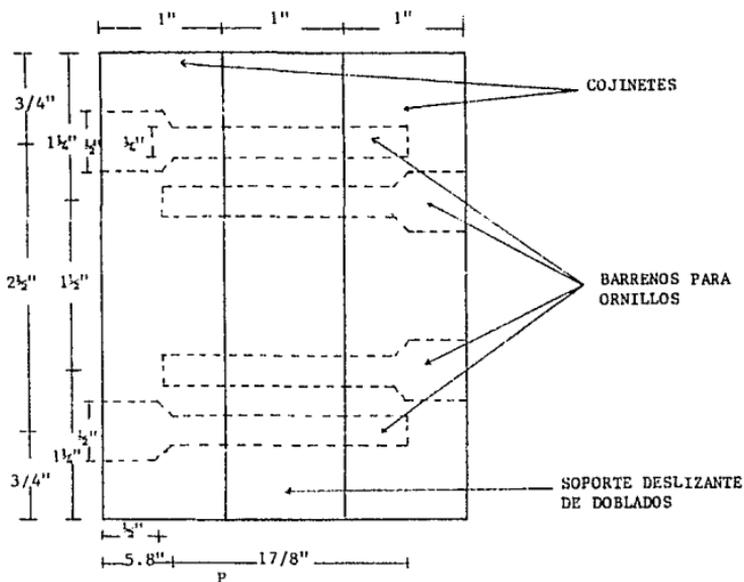


Figura 15.- Sujeción de cojinetes laterales con el soporte deslizando de dados.

El cojinete central estará sujeto a el soporte deslizando de dados mediante 3 tornillos de 1/4" estandar, también ocultos, y el barreno deberá estar roscado. Ver figura 16.

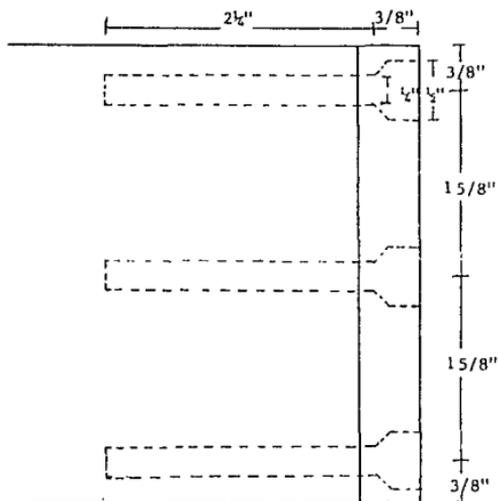


Figura 16 .- sujeción del cojinete frontal con el soporte deslizando de dados.

La fijación de los cojinetes que van sobre la guía se hará de manera similar, con los tornillos distribuidos a cada 2", comenzando a 1" del borde, utilizándose 8 tornillos en cada uno de los 3 cojinetes.

Los tornillos deberán pasar por barrenos roscados hechos en el cuerpo de la columna hasta llegar a el barreno del cojinete el cual no estará roscado, sirviendo sólo de guía por el tornillo de ajuste. Ver figura 17.

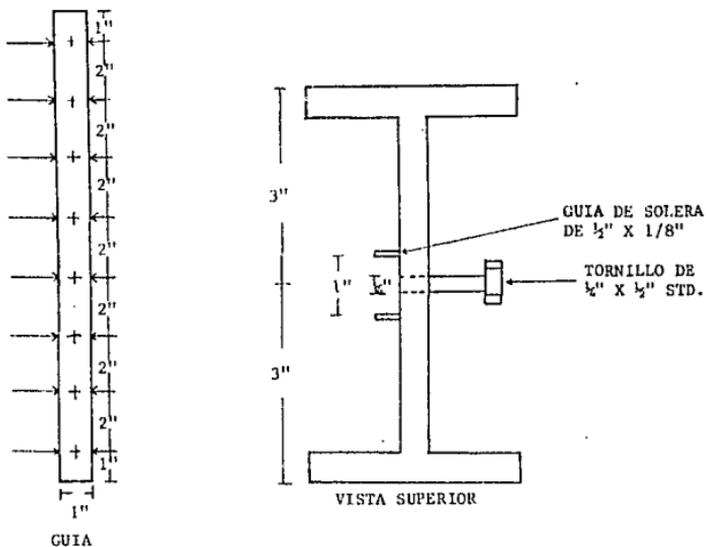


figura 17.- puntos de localización de los tornillos de ajuste, de $1/4" \times 1 1/2"$, sobre las columnas.

La lubricación se hará por medio de goteros que estarán colocados sobre los puntos de unión de los cojinetes, estos goteros deben ajustarse por el operador de acuerdo a las necesidades.

CALCULO Y DISEÑO DE LA CORTADORA DE LAMINA

El máximo espesor de corte será para la lámina de $1/16"$ de espesor.

La inclinación de la cuchilla de corte debe ser según los fabricantes de 5°.

La longitud máxima de lámina que se cortará es de 3.05 mts.

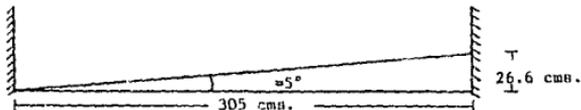


Figura 18

La longitud máxima de cortado de la cuchilla con la lámina, es cuando la lámina que se utiliza sea de 1/16" de espesor, y está dada por.

L_2 = longitud máxima de esfuerzo

L_1 = longitud máxima de contacto

E = espesor de la lámina

α = ángulo de inclinación de la cuchilla

Haciendo el cálculo; tenemos que

$$L_1 = \frac{0.159}{0.08715} = 1.824 \text{ cm}$$

Calculamos ahora la longitud máxima de esfuerzo, que es la proyección a 90° de la longitud máxima de contacto, sobre la base.

$$L_2 = \frac{L_1}{\cos. 5^\circ}$$

entonces tendremos que haciendo el cálculo

$$L_2 = \frac{1.824}{0.99619} = 1.83 \text{ cm.}$$

El área de contacto entre la lámina y la cuchilla es:

$$\text{Area} = 1.83 \times 0.59 = 0.291 \text{ cm}^2$$

y la fuerza que se ocupa para hacer el corte será

$$\begin{aligned} A &= \text{Area (0.291 cm}^2) \\ &= \text{resistencia al corte (3000} \\ &\quad \text{kg/cm}^2) \\ F &= \text{fuerza} \end{aligned}$$

Calculando

$$F = 0.291 \times 3000 = 873.4 \text{ kg.}$$

Como se ocupan 873.4 kg de fuerza para hacer el corte de la lámina y el gato más pequeño en el mercado es de 1500 kg. entonces se utilizará un gato para 1500 kg.

A. - CALCULO DE LA ESTRUCTURA.

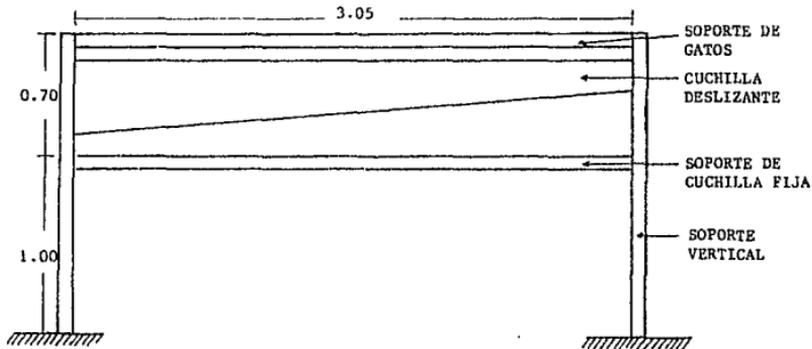


Figura 19.- Estructura de la cortadora de lámina.

a.- CALCULO DEL SOPORTE DE CUCHILLA FIJA

Como la fuerza p es 873.4 kg, y el esfuerzo máximo para el corte se producirá cuando la cuchilla esté en el centro, o sea en L/2, el momento máximo es:

$$M = \frac{P \cdot L}{8}$$

haciendo el cálculo

$$M = \frac{873.4 \times 305}{8} = 266,387 = 33,298 \text{ kg-cm.}$$

ahora calculamos el módulo de sección $S = \frac{M}{\sigma}$

M= momento máximo

= Esfuerzo máximo admisible (tablas)

Sustituyendo los valores de M y tenemos que:

Utilizaremos 2 canales de 3" CPS formando cajón con un módulo de sección $S = 35.80 \text{ cm}^3$.

b.- CALCULO DEL SOPORTE DE GATOS

Como el gato estará colocado al centro del soporte, entonces el esfuerzo máximo estará en l/2 y el momento máximo como el módulo de sección serán iguales que los calculados para el soporte de la cuchilla fija, por lo cual utilizaremos también 2 canales de 3" CPS en la forma de cajón.

c.- CALCULO DE LO SOPORTES VERTICALES

La fuerza $P = 873.4$ kg estará distribuida en los dos soportes verticales, por lo que cada uno cargará con la mitad de la fuerza total, de aquí que,

$$P = 436.7 \text{ kg.}$$

Si utilizamos dos canales de 3" CPS, espalda con espalda para utilizarlo como guía y darle uniformidad a la estructura tendremos que del manual del fabricante

$$I = 12.9 \text{ momento de inercia mínimo en el eje y-y}$$

$$r = 2.97 \times 2 = 5.94 \text{ radio de giro}$$

$$A = 7.68 \text{ cm}^2. \text{ Area}$$

Calculamos ahora la relación de esbeltez con una longitud efectiva KL de 100 cm. (igual que los soportes verticales de la dobladora de lámina).

$$\text{relación de esbeltez} = \frac{KL}{r}$$

$$\text{Por lo que } \frac{KL}{r} = \frac{100}{5.94} = 16.84$$

como es menor que 200 lo admitimos.

El valor de la fuerza que soportaría (F_a) es:

$$F_a = 1,259 \text{ kg/cm}^2$$

y el área de los canales es

$$a = 7.68 \times 2 = 15.36 \text{ cm}^2$$

Por lo cual el peso máximo que admitiría la columna será

$$P_{\text{max}} = F_a \cdot \text{Area}$$

calculándola

$$P_{max} = 1.259 \times 15.36 = 19,338 \text{ kg.}$$

El peso máximo que tendrá que soportar la columna está dado por la fuerza máxima de corte más el peso propio de la estructura, más aproximadamente 50 kg. de equipo, más el peso de la cuchilla deslizando (150 kg. aproximadamente).

El Peso de la estructura está dado por la suma de las longitudes de los canales de la parte superior de las columnas, el canal del soporte del gato y el canal del soporte de la cuchilla fija por el peso del material por unidad de longitud, esto es,

longitudes:

Parte superior de columnas:	$0.70 \times 2 = 1.40$	mts.
Soporte de gato:	3.05	mts.
Soporte de cuchilla fija:	<u>3.05</u>	mts.
Total	7.50	mts.

Peso del material : 4.1 kg/mt.

El peso de la estructura que cargan las columnas es,

$$7.50 \times 4.1 = 30.75 \text{ kg.}$$

de aquí que el peso máximo que soportarán las columnas nos da

$$873.4 + 30.75 + 50 + 150 = 1,104.15 \text{ kg}$$

lo cual es menor a lo que se calculó que pueden resistir las columnas.

d.- CALCULO DE LA CUCHILLA DESLIZANTE.

El momento máximo está dado en el centro de la cuchilla deslizante por lo que.

$$M_{\max} = \frac{P \cdot L}{2}$$

donde

P = 873.4 kg (fuerza requerida máxima para el corte).

L = 305 cm. (longitud de la cuchilla deslizante).

calculando

$$M_{\max} = 873.4 \cdot \frac{305}{2} = 133,193.5 \text{ kg-cm}$$

Hacemos el cálculo del módulo de sección (S)

$$S = \frac{M_{\max}}{\sigma}$$

donde,

$$\sigma = 1,520 \text{ kg/cm}^2 \text{ (esfuerzo máximo admisible)}$$

haciendo el cálculo tenemos

$$S = \frac{133,193.5}{1520} = 87.6 \text{ cm}^3$$

Si utilizamos placa de 3/4" de espesor, la altura se obtiene por.

$$S = \frac{bh^2}{6} \text{ de donde } h^2 = \frac{6S}{b}$$

para

h = altura

b = espesor

calculamos ahora h,

$$h^2 = \frac{6(87.6)}{1.9} = 276.6 \text{ cm}^2$$

sacamos raíz a ambos lados de la igualdad,

$$h = 16.6 \text{ cm.}$$

como el viaje de la cuchilla es igual a

$$v = L \text{ sen } 5^\circ$$

obteniendolo

$$v = 305 (0.0871) = 26.6 \text{ cm}$$

Utilizamos una placa de 3/4" de espesor por 30 cm. de altura para evitar interferencia por el soporte del gato.

El sistema de sujeción con el gato será mediante una unión rígida al centro para evitar un movimiento errático de la cuchilla deslizante.

Para el deslizamiento de la cuchilla, se hará dentro del lado interior del canal una guía para la placa que sujeta la cuchilla deslizante.

La lubricación será mediante un engrasado de la guía de la placa.

CONCLUSIONES

**ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA**

Al realizar este trabajo se encontró que es factible hacer una ampliación de un Taller pequeño con sus propios recursos y con un bajo costo.

El poder hacer dentro de la misma empresa muchos de los trabajos se basa en saber elegir adecuadamente los materiales necesarios así como en tener la capacidad técnica e imaginación creativa que se ocupa.

El desarrollo posterior de ésta Empresa se podrá hacer bajo los mismos lineamientos que se ha probado, dando buenos resultados.

BIBLIOGRAFIA

Mecánica para Ingeniería y sus aplicaciones I (Estática)
David J. Mc. Gill y Wilton W. King
Grupo Editorial Iberoamérica.

Mecánica Vectorial Para Ingenieros (Estatica)
Ferdinand P. Beer y E. Russell Johnston Jr.
Mc. Graw-Hill

Mecánica Vectorial Para Ingenieros (Dinámica)
Ferdinand P. Beer y E. Russell Johnston Jr.
Mc. Graw-Hill

Resistencia de Materiales
Ferdinand L. Singer
Harper and Row Publishers Inc.

Diseño de Estructuras de Acero
Boris Bresler, T. Y Lin y John B. Selolzi
Editorial Limosa

Elementos de Mecanismos
Venton Levy Doughtie y Walter H. James
Cía. Editorial Continental

Diseño de Elementos de Máquinas
Virgil Moring Fairies
Montaner y Simón S. A.

Experimental Methods for Engineers
Second Edition
J. P. Holman
Mc. Graw-Hill

Manual de Fórmulas Técnicas XVII edición
Kurt Gieck
Técnicos Argostal

Manual para Constructores
Cía. Fundidora de Fierro y Acero de Monterrey, S. A.

Folletos de promoción de Maquinaria Chicago
Dreis and Krump de México S. A.