



\*D-14706\*



# **ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL**

## **Facultad de Ingeniería en Mecánica**

**"DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN SISTEMA DE  
SEPARACION VIBRO-NEUMATICO DE POLVOS"**

### **TESIS DE GRADO**

Previa a la Obtención del Título de:

**INGENIERO MECANICO**

Presentado por:

**José Luis Guerra Bracco**



**Guayaquil - Ecuador**

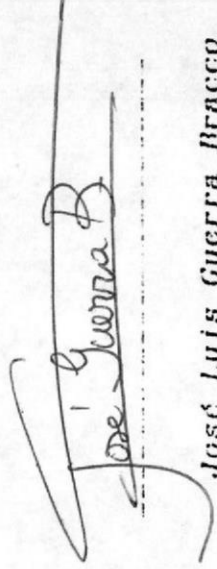
**1.994**

## **AGRADECIMIENTO**

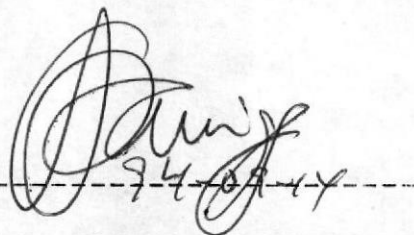
*A Dios quien iluminó mi camino, al Ing. Manuel Helguero G. Director de Tesis, y al Ing. Henry Aguirre, por su invaluable ayuda, colaboración y amistad.*

## DECLARACION EXPRESA

"La responsabilidad de los hechos, ideas y doctrinas  
expuestos en esta tesis, me corresponden exclusivamente;  
y, el patrimonio intelectual de la misma, a la ESCUELA  
SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL."

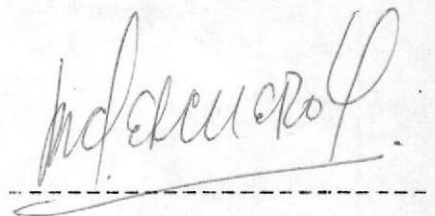
A handwritten signature in black ink, reading "José Luis Guerra Bracco". The signature is written in a cursive style and is positioned above a horizontal dashed line.

José Luis Guerra Bracco

Handwritten signature of Dr. Alfredo Barriga in cursive script, written over a horizontal dashed line.

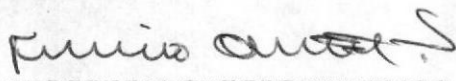
**DR. ALFREDO BARRIGA**

**Decano de la FIM**

Handwritten signature of Ing. Manuel Helguero in cursive script, written over a horizontal dashed line.

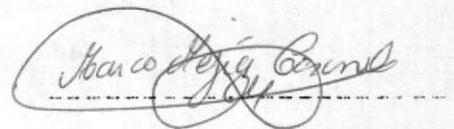
**ING. MANUEL HELGUERO**

**Director de Tesis**

Handwritten signature of Ing. Francisco Andrade in cursive script, written over a horizontal dashed line.

**ING. FRANCISCO ANDRADE**

**Miembro del Tribunal**

Handwritten signature of Ing. Marco Melia in cursive script, written over a horizontal dashed line.

**ING. MARCO MELIA**

**Miembro del Tribunal**

## **DEDICATORIA**

*Esta Tesis está dedicada a:*

*Mi padre Lcdo. José Guerra, mi madre Sra. Angela Bracco de Guerra, mi hermana Angelita y a mi abuela Olga, seres con los cuales he compartido los mejores momentos de mi vida y de los cuales siempre he tenido un incondicional apoyo.*



## RESUMEN

En el presente trabajo se solucionó el problema de separar y colectar el polvo que lleva el balanceado para camarón consigo, utilizando maquinaria de construcción nacional.

El desarrollo de esta tecnología mejora la calidad del producto, ya que éste será utilizado plenamente y debido a la procedencia nacional de la maquinaria se abaratarán los costos de producción.

Este trabajo consta de tres puntos principales: El primer punto trata sobre el conocimiento de las necesidades agroindustriales, objetivo principal del equipo, análisis para la selección; y, descripción de las partes constitutivas del sistema. El segundo punto comprende todo lo referente al diseño, seleccionamiento, cronograma de eventos y costos de los diferentes elementos que constituyen el sistema, y, en el tercer punto se indican los planos necesarios para la construcción del equipo.

## **INDICE GENERAL**

<i>RESUMEN</i> .....	<i>VI</i>
<i>INDICE GENERAL</i> .....	<i>VII</i>
<i>INDICE DE ECUACIONES</i> .....	<i>X</i>
<i>INDICE DE FIGURAS</i> .....	<i>XIV</i>
<i>INDICE DE TABLAS</i> .....	<i>XV</i>
<i>INDICE DE ABREVIATURAS</i> .....	<i>XVI</i>
<i>INTRODUCCION</i> .....	<i>XXI</i>

### **CAPITULO I**

<i>INGENIERIA DEL PROYECTO</i> .....	<i>23</i>
1.1. <i>CONOCIMIENTO DE LAS NECESIDADES</i>	
<i>AGROINDUSTRIALES</i> .....	<i>23</i>
1.2. <i>OBJETIVO PRINCIPAL</i> .....	<i>24</i>
1.3. <i>ANALISIS PARA LA SELECCION</i> .....	<i>25</i>
1.4. <i>DISEÑO BASICO</i> .....	<i>33</i>
1.5. <i>DESCRIPCION DE LAS PARTES</i>	
<i>CONSTITUTIVAS DEL SISTEMA</i> .....	<i>34</i>
1.5.1. <i>Transportador vibratorio</i> .....	<i>34</i>
1.5.2. <i>Ventilador</i> .....	<i>35</i>

3.3 PUESTA A PUNTO..... 120

**CAPITULO IV**

ANALISIS DE COSTOS..... 121

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES..... 124

ANEXOS..... 128

BIBLIOGRAFIA..... 147

## INDICE DE ECUACIONES

	<i>Pág.</i>
2.1.- CONSTANTE DE RESORTE.....	42
2.2.- DIMENSIONAMIENTO DE RESORTE .....	42
2.3.- DIAMETRO DE ALAMBRE PARA RESORTE.....	43
2.4.- VELOCIDAD ANGULAR DE RESONANCIA.....	43
2.5.- CONSTANTE TOTAL DEL CONJUNTO DE RESORTES.....	44
2.6.- FUERZA DE EXITACION.....	46
2.7.- MASA TOTAL DEL DESBALANCE.....	46
2.8.- AMPLITUD MAXIMA DE VIBRACION.....	47
2.9.- BRAZO DE MOMENTUM.....	47
2.10.- MOMENTO TORSOR.....	48
2.11.- POTENCIA.....	43
2.12.- CONSTANTE DE RIGIDEZ DEL PERNO.....	53
2.13.- CONSTANTE DE RIGIDEZ DE LOS ELEMENTOS.....	53
2.14.- CONSTANTE.....	54
2.15.- FUERZA DE PRECARGA.....	54
2.16.- FACTOR DE SEGURIDAD CONTRA FALLA ESTATICA.....	55
2.17.- ESFUERZO ALTERNANTE.....	55

2.18.- RESISTENCIA CORRESPONDIENTE AL ESFUERZO ALTERNANTE .....	56
2.19.- FACTOR DE SEGURIDAD PARA CARGAS DE FATIGA.....	57
2.20.- ESFUERZO MEDIO ALTERNANTE.....	57
2.21.- FACTOR DE SEGURIDAD PARA FALLA POR FLUENCIA.....	57
2.22.- FUERZA CORTANTE.....	59
2.23.- REACCION DE MOMENTO.....	59
2.24.- FUERZA CORTANTE PRIMARIA EN EL PERNO.....	60
2.25.- FUERZA CORTANTE SECUNDARIA EN EL PERNO.....	60
2.26.- FUERZA RESULTANTE EN CADA PERNO.....	61
2.27.- AREA SOMETIDA A ESFUERZO.....	61
2.28.- ESFUERZO MAXIMO.....	62
2.29.- ESFUERZO ALTERNANTE MENOR.....	62
2.30.- ESFUERZO ALTERNANTE.....	63
2.31.- ESFUERZO MEDIO ALTERNANTE.....	63
2.32.- FACTOR DE SEGURIDAD CONTRA FALLA POR ESFUERZO CORTANTE.....	63
2.33.- AREA DE LA GARGANTA DEL CORDON DE SOLDADURA .....	75
2.34.- MOMENTO DE INERCIA UNITARIO.....	76
2.35.- MOMENTO DE INERCIA.....	76



2.36.- ESFUERZO NORMAL TOTAL EN EL CORDON DE SOLDADURA .....	77
2.37.- ESFUERZO CORTANTE EN EL CORDON DE SOLDADURA.....	77
2.38.- ESFUERZO DE VON MISES.....	78
2.39.- LIMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA DE LA PROBETA DE VIGA ROTATORIA.....	79
2.40.- DIMENSION EQUIVALENTE.....	79
2.41.- FACTOR DE TAMAÑO.....	80
2.42.- LIMITE DE FATIGA CORREGIDO.....	81
2.43.- ESFUERZO ALTERNANTE DE VON MISES.....	81
2.44.- ESFUERZO MEDIO DE VON MISES.....	81
2.45.- AREA DE LA GARGANTA DEL CORDON DE SOLDADURA.....	85
2.46.- MOMENTO DE INERCIA UNITARIO.....	85
2.47.- FLUJO DE AIRE.....	90
2.48.- AREA DE SALIDA DE POLVO.....	91
2.49.- DIAMETRO.....	92
2.50.- DIAMETRO EQUIVALENTE.....	93
2.51.- PERDIDA DE PRESION POR ROZAMIENTO EN TUBERIA.....	93
2.52.- PERDIDA DE PRESION A LA ENTRADA.....	94
2.53.- PERDIDA DE PRESION DEBIDA A EXPANSION BRUSCA.....	96

XIII

2.54.- PERDIDA DE PRESTON DEBIDA A CONTRACCION BRUSCA.....	98
2.55.- PERDIDA DE PRESTON DEBIDA A CONTRACCION.....	100
2.56.- PERDIDA DE PRESTON DEBIDA A CICLON.....	103
3.1.- TIEMPO ESTIMADO.....	115

## INDICE DE FIGURAS

	<i>Pág.</i>
1.1.- Cámara de sedimentación.....	26
1.2.- Colector húmedo.....	27
1.3.- Filtro de tela.....	29
1.4.- Precipitador electrostático.....	30
1.5.- Ciclón.....	32
1.6.- Diseño básico.....	33
1.7.- Ventilador de flujo axial.....	36
1.8.- Ventilador de flujo centrífugo con aletas curvadas hacia atrás.....	37
1.9.- Ventilador de flujo centrífugo con aletas curvadas hacia adelante.....	38
1.10.- Ventilador de flujo centrífugo con aletas radiales.....	39
2.1.- Ubicación del motor.....	50
2.2.- Base del motor.....	51
2.3.- Pernos de sección "A" sometidos a tensión.....	52
2.4.- Pernos de sección "A" sometidos a esfuerzo cortante.....	58

2.5.- Pernos de sección "B" sometidos a esfuerzo cortante.....	64
2.6.- Pernos de sección "C" sometidos a esfuerzo cortante.....	68
2.7.- Gráfico de equilibrio estático.....	74
2.8.- Dibujo de ciclón.....	113
3.1.- Gráfico Pert de proceso de fabricación.....	116
3.2.- Gráfico Pert de proceso de montaje.....	119

## INDICE DE TABLAS

	<i>Pág.</i>
2.1.- <i>Caractériticas de Roscas Unificadas UNC.....</i>	71
2.2.- <i>Especificaciones y Rocas de Identificación para pernos y tornillos.</i>	72
2.3.- <i>Propiedades a la flexión de soldaduras a filetes.....</i>	87
2.4.- <i>Propiedades mínimas del metal de soldadura.....</i>	88
2.5.- <i>Selección de Velocidad de Extracción...</i>	90
2.6.- <i>Coefficientes de Pérdidas de Presión a la entrada.....</i>	104
2.7 <i>Coefficientes de Pérdidas de Presión para contracciones y expansiones.....</i>	105
2.8.- <i>Converión directa para hallar VP.....</i>	106
2.9.- <i>Coefficientes de Caída de Presión para Codos.....</i>	107
2.10.- <i>Coefficientes de Pérdidas de Presión a la Salida.....</i>	108
2.11.- <i>Pérdidas de Presión por Fricción para Ductos Circulares.....</i>	109

## INDICE DE ABREVIATURAS

### LETRAS MAYUSCULAS

- A* : Amplitud máxima de vibración, área proyectada, área.
- Ag* : Area de la garganta del cordón de soldadura
- At* : Area sometida a esfuerzo de tensión
- C* : Constante
- D* : Diámetro medio del resorte, lado más corto del codo, diámetro de tubería
- DO* : Diámetro de tubería de entrada de aire al ciclón
- D1* : Diámetro del cilindro de salida de aire
- D2* : Diámetro del cilindro de salida del polvo
- D3* : Diámetro exterior
- D4* : Diámetro del localizador del vórtice
- Dst* : Deflexión máxima permisible
- E* : Módulo de elasticidad del acero
- Et* : Tiempo esperado
- F'* : Carga cortante primaria
- F''* : Carga cortante secundaria
- Fi* : Fuerza de precarga
- Fr* : Fuerza resultante



XVIII

<i>F<sub>s</sub></i>	: <i>Factor de servicio</i>
<i>F<sub>x</sub>A</i>	: <i>Fuerza que produce corte en la unión "A"</i>
<i>F<sub>x</sub>B</i>	: <i>Fuerza que produce corte en la unión "B"</i>
<i>F<sub>x</sub>C</i>	: <i>Fuerza que produce corte en la unión "C"</i>
<i>F<sub>y</sub>A</i>	: <i>Fuerza que produce tensión en la unión "A"</i>
<i>F<sub>y</sub>B</i>	: <i>Fuerza que produce tensión en la unión "B"</i>
<i>F<sub>y</sub>C</i>	: <i>Fuerza que produce tensión en la unión "C"</i>
<i>G</i>	: <i>Módulo de rigidez del acero</i>
<i>I</i>	: <i>Momento de inercia</i>
<i>I<sub>u</sub></i>	: <i>Momento de inercia unitario</i>
<i>K</i>	: <i>Constante del resorte</i>
<i>L</i>	: <i>Factor de pérdida de presión por contracción</i>
<i>L<sub>1</sub></i>	: <i>Longitud del cilindro</i>
<i>L<sub>2</sub></i>	: <i>Longitud del cono</i>
<i>L<sub>3</sub></i>	: <i>Largo del localizador del vórtice</i>
<i>K<sub>b</sub></i>	: <i>Constante de rigidez del perno</i>
<i>K<sub>f</sub></i>	: <i>Factor de esfuerzos diversos</i>
<i>K<sub>m</sub></i>	: <i>Constante de rigidez de los elementos</i>
<i>K<sub>t</sub></i>	: <i>Constante total del conjunto de resortes</i>
<i>M</i>	: <i>Reacción de momento</i>
<i>M<sub>A</sub></i>	: <i>Momento producido en la unión "A"</i>
<i>M<sub>B</sub></i>	: <i>Momento producido en la unión "B"</i>
<i>M<sub>C</sub></i>	: <i>Momento producido en la unión "C"</i>
<i>M<sub>O</sub></i>	: <i>Tiempo más optimista</i>
<i>M<sub>o</sub></i>	: <i>Masa total del desbalance</i>



<i>MP</i>	:	<i>Tiempo más pesimista</i>
<i>Mt</i>	:	<i>Masa total del sistema</i>
<i>MT</i>	:	<i>Momento torsor</i>
<i>N</i>	:	<i>Frecuencia, número de espiras, número de tornillos</i>
<i>P</i>	:	<i>Fuerza</i>
<i>POT</i>	:	<i>Potencia</i>
<i>Q</i>	:	<i>Flujo de aire</i>
<i>R</i>	:	<i>Factor de reganancia estática, radio de curvatura de codo</i>
<i>Sa</i>	:	<i>Resistencia correspondiente al esfuerzo a</i>
<i>Se</i>	:	<i>Límite de fatiga</i>
<i>S'e</i>	:	<i>Límite de resistencia a la fatiga de la probeta de viga rotatoria</i>
<i>Sm</i>	:	<i>Resistencia relativa al esfuerzo m</i>
<i>SP</i>	:	<i>Presión estática</i>
<i>SPt</i>	:	<i>Caida de presión estática total</i>
<i>Sp</i>	:	<i>Resistencia a la prueba</i>
<i>Sut</i>	:	<i>Resistencia a la tensión</i>
<i>Sy</i>	:	<i>Resistencia a la fluencia</i>
<i>V</i>	:	<i>Fuerza cortante</i>
<i>VP</i>	:	<i>Presión de velocidad</i>
<i>W</i>	:	<i>Peso total del sistema, lado más largo del codo</i>

**LETRAS MINUSCULAS**

- a** : Lado más largo del ducto
- b** : Distancia entre los cordones de soldadura, lado más corto del ducto
- d** : Diámetro del alambre, diámetro mayor nominal, diámetro de la tubería de transporte
- deq** : Dimensión equivalente, diámetro equivalente
- f** : Factor de pérdida de presión por fricción
- h** : Medida de la garganta del cordón de soldadura
- hc** : Pérdida de presión por codo
- hci** : Pérdida de presión en el ciclón
- he** : Pérdida de presión a la entrada
- hf** : Caída de presión por rozamiento en el ducto
- hm** : Caída de presión debida a malla
- hs** : Pérdida de presión a la salida
- k** : Factor de pérdida de presión
- ka** : Factor de superficie
- kb** : Factor de tamaño
- Kc** : Factor de confiabilidad
- ke** : Factor de modificación por concentración de esfuerzos
- l** : Longitud del resorte, longitud de agarre del perno, longitud del ducto
- n** : Factor de seguridad
- r** : Brazo de momentum,

- $r'$  : Distancia entre centroide y centro de cada perno  
 $t$  : Espesor de la placa más delgada  
 $v$  : Velocidad de transporte  
 $w$  : Velocidad angular de resonancia  
 $\omega_0$  : Velocidad angular de operación

#### LETRAS GRIEGAS

- $\rho$  : Densidad de la mezcla  
 $\sigma'$  : Esfuerzo de Von Mises  
 $\sigma_a$  : Esfuerzo alternante  
 $\sigma'_a$  : Esfuerzo alternante de Von Mises  
 $\sigma_i$  : Esfuerzo alternante menor  
 $\sigma_m$  : Esfuerzo medio alternante  
 $\sigma'_m$  : Esfuerzo medio alternante de Von Mises  
 $\sigma_{max}$  : Esfuerzo alternante máximo  
 $\sigma_y$  : Esfuerzo normal en el cordón de soldadura  
 $\tau_{yx}$  : Esfuerzo cortante en el cordón de soldadura  
 $\theta$  : Posición angular

## **INTRODUCCION**

*En esta tesis se ha ejecutado el diseño y la construcción de un separador vibro-neumático de polvos, el cual tiene como objetivo separar mediante una malla el polvo que trae consigo el alimento balanceado para camarón y transportarlo a través de ductos en suspensión utilizando un ventilador de flujo centrífugo.*

*El carácter integrado de este proceso productivo vuelve imperioso atender tanto el incremento de la calidad, la preservación de los bienes producidos, así como disminuir el costo final de producción.*

*Con éste trabajo estamos cumpliendo una de las misiones de la ESPOL la cual es generar tecnologías apropiadas que resuelvan problemas técnicos de la producción y que contribuyan al desarrollo nacional.*

*En este contexto el separador vibro-neumático de polvos ha resuelto el problema de separar y coleccionar el polvo que traía consigo el alimento balanceado para camarón,*

## **CAPITULO I**

### **INGENIERIA DEL PROYECTO**

#### **1.1. CONOCIMIENTO DE LAS NECESIDADES AGROINDUSTRIALES**

*En nuestro país en los últimos años ha tenido una buena gestión la actividad camaronera, la cual a su vez necesita de otras empresas las cuales se encargan de proveerles los insumos necesarios para realizar su gestión, así también como de comprarles su producto terminado.*

*Una de las empresas proveedoras se encarga de producir el alimento balanceado para larvas de camarón. Estas empresas estaban teniendo quejas por parte de sus clientes debido a la excesiva cantidad de polvo que iba junto con el balanceado, el cual no era consumido por las larvas de camarón y constituía una pérdida económica para el camaronero debido a que el producto no era aprovechado en un 100%, razón por la cual esta empresa decidió*

implementar un sistema de transporte y separación de polvos , para lo cual depositó su confianza en la industria nacional.

## 1.2. OBJETIVO PRINCIPAL

El objetivo principal de este sistema es transportar el balanceado, separar el polvo de él y llevar el polvo hacia un ciclón para su almacenamiento y su inmediato reproceso.

Estos objetivos los obtenemos mediante tres operaciones básicas:

- Producir un movimiento vibratorio en los pellets.
- Succionar el polvo.
- Colectar el polvo.

La primera operación se la realiza mediante una zaranda y tiene como fin hacer que se creen espacios entre los pellets para que el aire pueda pasar entre ellos y se pueda succionar el polvo, la superficie sobre la que se desplaza el pellet debido a las características de la operación es una malla de acero inoxidable.

La segunda operación consiste en succionar el polvo

por el lado de baja presión desde la zaranda hasta el colector.

La diferencia de presión se la consigue mediante un ventilador de flujo centrífugo.

La tercera operación consiste en coleccionar el polvo en un recipiente al que se le inyecta el aire cargado de partículas sólidas tangencialmente y bajo presión por su parte superior. La fuerza centrífuga proyecta estas partículas contra las paredes del recipiente, por lo cual van descendiendo sin dejar de girar hasta el fondo del mismo.

### 1.3 ANALISIS PARA LA SELECCION

Para realizar una adecuada selección de un equipo controlador de partículas hay que tomar en cuenta parámetros importantes, entre los cuales podemos destacar:

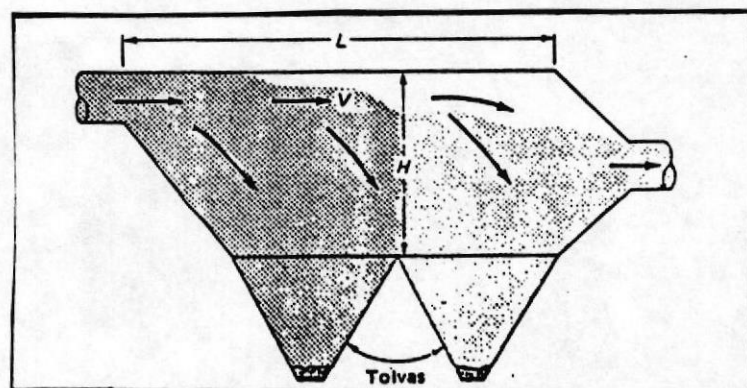
- Las propiedades físicas o químicas de las partículas.
- El intervalo de las concentraciones que se podrían esperar
- Humedad

- *Condición requerida por el efluente*

*En estos momentos el acelerado desarrollo de la tecnología ha hecho que se creen diversos tipos de equipos para este fin; a continuación vamos a realizar una descripción de los más importantes:*

***Cámaras de sedimentación***

*Este tipo de colector emplea la fuerza gravitacional, para remover y separar partículas, cuando la velocidad de sedimentación sea mayor de 8 m/min, es comúnmente aplicado a partículas mayores de 50  $\mu\text{m}$  y se aplica difícilmente a partículas más pequeñas debido a que requerirían excesivas distancias de flujo, lo que llevaría a volúmenes excesivos de cámaras.*



***Figura 1.1***

***CAMARA DE SEDIMENTACION***



### Colectores húmedos

En los colectores húmedos se utiliza un líquido, por lo general agua, para capturar las partículas, es decir, el tamaño de las partículas es aumentado para facilitar su remoción de la corriente del gas.

Este método es comúnmente aplicado para:

- Partículas tanto líquidas como sólidas que varían entre 0.1 y 20  $\mu\text{m}$
- Eliminar partículas finas a una eficiencia relativamente alta.
- Cuando sea deseable el enfriamiento y no sea indeseable la humedad.

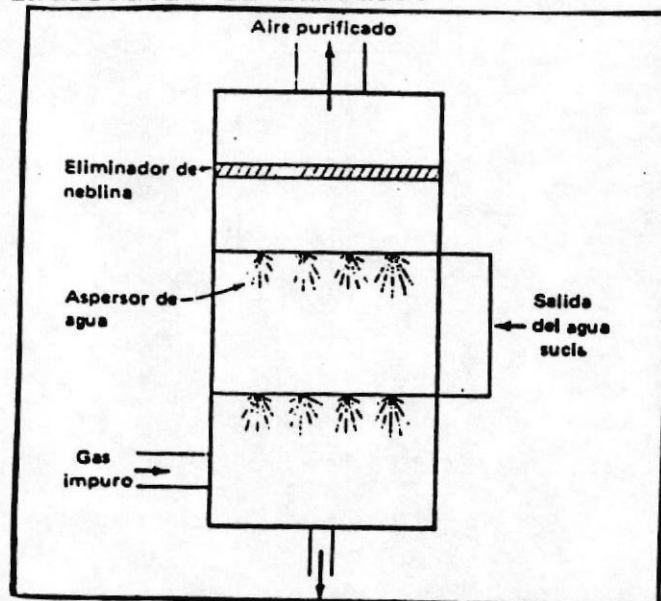


Figura 1.2

COLECTOR HUMEDO

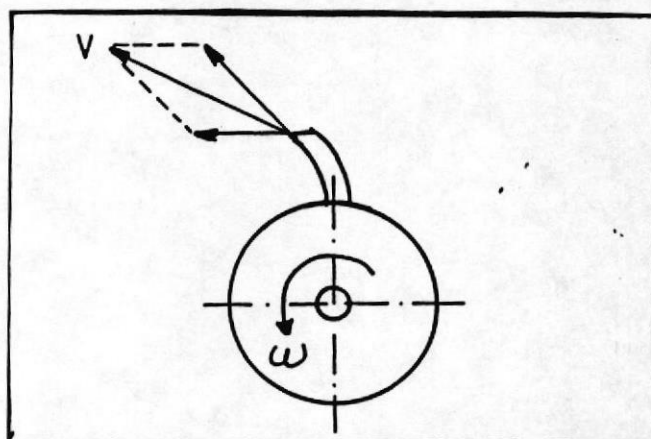
### **Filtros de tela**

La filtración es uno de los métodos más antiguos y de uso más generalizado para la separación de partículas del gas que las transporta.

Un filtro es cualquier estructura porosa compuesta de material granular o fibroso que tiende a retener las partículas según pasa el gas que las transporta, a través de los espacios vacíos del filtro. El filtro se construye con cualquier material compatible con el gas.

### **Aplicaciones :**

- Para partículas de 0.5 a 0.01  $\mu\text{m}$
- Se requieren eficiencias muy altas
- Se hayan de coleccionar materiales secos de valor comercial.
- Los volúmenes sean razonablemente bajos.
- Las temperaturas sean relativamente bajas.



*Figura 1.9*

**VENTILADOR DE FLUJO CENTRIFUGO CON  
ALETAS CURVADAS HACIA ADELANTE**

*El ventilador de flujo centrífugo con álabes radiales, tiene características intermedias de los dos mencionados anteriormente, además son auto limpiantes, razón por la cual acumulan la menor cantidad de polvo y se ajusta perfectamente a nuestros requerimientos.*

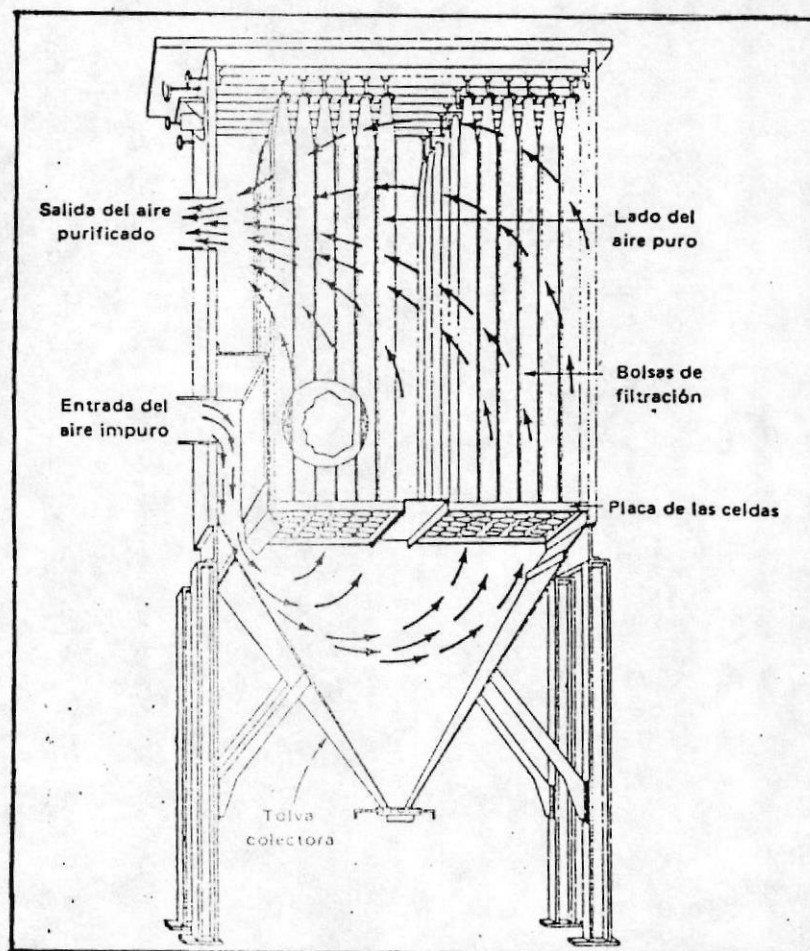


Figura 1.3

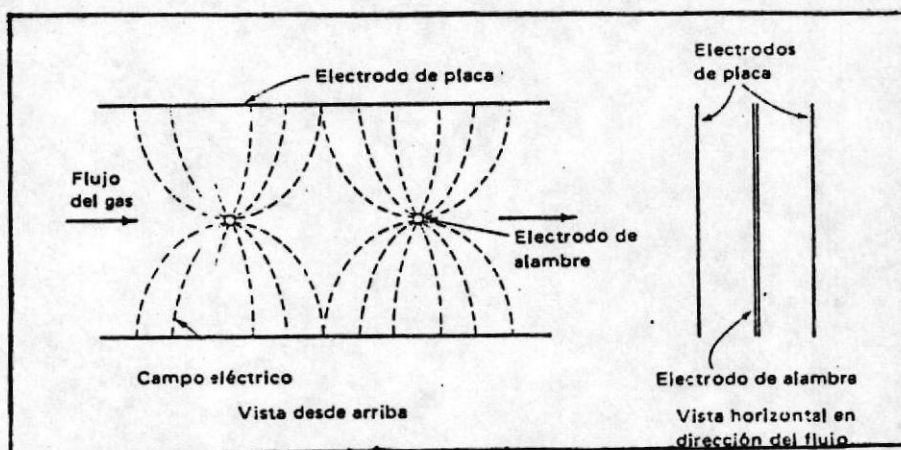
## FILTRO DE TELA

**Precipitadores electrostáticos**

La precipitación electrostática se basa en la mutua atracción entre las partículas con una carga eléctrica y un electrodo colector de polaridad opuesta. Este equipo nos sirve para partículas entre 0.001 y 90  $\mu\text{m}$ .

**Aplicaciones:**

- Se requieren eficiencias muy altas para la eliminación de polvos finos.
- Se deben manejar volúmenes altos de gas.
- Sea necesario recuperar materiales valiosos sin modificaciones físicas.

**Figura 1.4****PRECIPITADOR ELECTROSTATICO****Separadores ciclónicos**

Los separadores ciclónicos son dispositivos purificadores del gas que emplean una fuerza centrífuga generada haciendo girar una corriente de gas con el fin de separar las partículas que pueden

*ser sólidas o líquidas del gas que las transporta.*

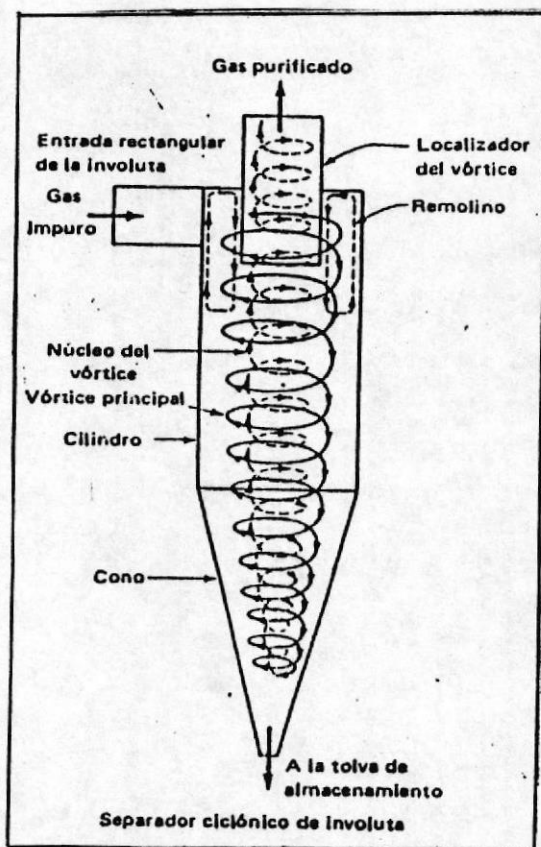
*La unidad separadora puede ser de una sola cámara grande, unas cuantas cámaras tubulares, en paralelo o en serie, o una unidad dinámica similar a un soplador.*

*Las unidades en paralelo suministran un aumento en la capacidad volumétrica, mientras que las unidades en serie proporcionan un aumento en la eficiencia de remoción. No obstante los ciclones convencionales rara vez remueven partículas con una eficiencia mayor del 90%, a menos que la partícula tenga un diámetro de 25 $\mu$ m o mayor, existen ciclones de alta eficiencia que son efectivos hasta con partículas de 5 $\mu$ m.*

**Aplicaciones:**

- *Para polvo grueso.*
- *Para concentraciones bastante altas.*
- *Cuando se desea clasificación de las partículas.*

- No se requieren eficiencias muy altas.



**Figura 1.5**

**SEPARADOR CICLONICO**

*Al haber sido hecha la descripción de los equipos colectores de partículas y una vez analizadas sus diferentes aplicaciones, hemos decidido que por sus características físicas, de operación y por su costo, el equipo que se ajusta a nuestros requerimientos es el separador ciclónico.*

1.4. DISEÑO BASICO.-

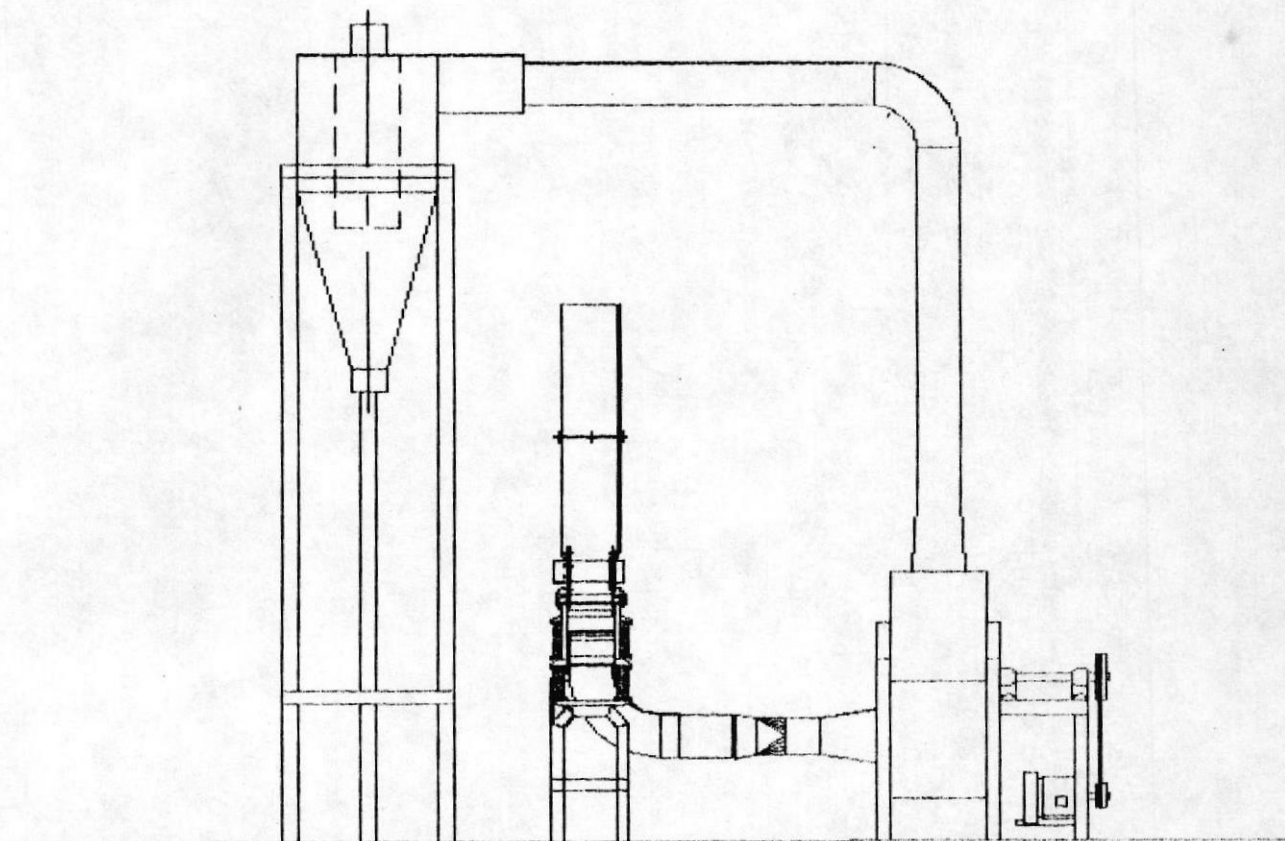


Figura 1.6

DISEÑO BASICO

### **1.5. DESCRIPCION DE LAS PARTES CONSTITUTIVAS DEL SISTEMA**

*El sistema de separación vibro-neumático está conformado por distintos elementos mecánicos, los cuales se mencionan a continuación:*

- Transportador vibratorio.*
- Ventilador de flujo centrífugo.*
- Ciclón.*
- Ductos.*

#### **1.5.1. TRANSPORTADOR VIBRATORIO**

*El transportador vibratorio consiste en un compartimiento el cual tiene una malla en su interior y se encuentra soportado en cuatro resortes. Los agujeros de la malla tienen dimensión de 1.5 mm. \* 1.5 mm. y son todos iguales.*

*La excitación del sistema es producida mediante un motor provisto de dos excéntricas, ubicado en la parte superior del compartimiento.*

*La vibración provoca la separación*

necesaria, entre el polvo y el pellet, para que el aire pase y succione el polvo a través de la malla, la cual se encuentra ubicada a una inclinación apropiada.

En su parte superior el transportador esta provisto de una tapa, la cual nos permite inspeccionar su interior y tensar la malla, además tiene dos orificios por los cuales entra el aire necesario para el succionador y el producto respectivamente.

En la parte inferior del transportador se tienen dos salidas, una de las cuales lleva el polvo por intermedio del ventilador hacia el ciclón y la otra salida es por donde va el producto por intermedio de un elevador de cangilones hacia la tolva de despacho.

#### **1.5.2. VENTILADOR**

Los ventiladores tienen un amplio uso en la industria de acondicionamiento de aire, en la construcción de maquinaria agrícola,

para uso doméstico, etc. Los ventiladores se pueden clasificar en dos grupos:

- Los ventiladores de flujo axial; y
- Los ventiladores de flujo centrífugo.

Los ventiladores de flujo axial son usados generalmente donde se requiere manejar grandes caudales de aire y baja presión.

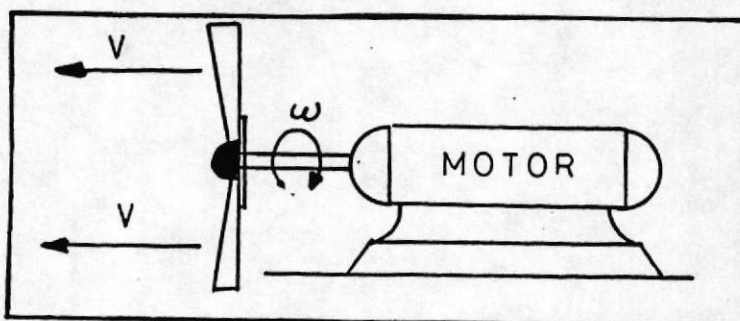


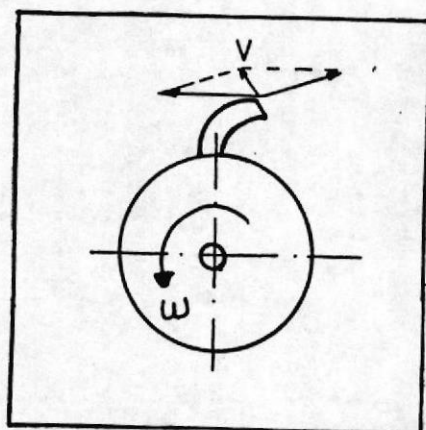
Figura 1.7

#### VENTILADOR DE FLUJO AXIAL

Los ventiladores de flujo centrífugo pueden ser de tres tipos:

El ventilador de flujo centrífugo con álabes curvos hacia atrás produce velocidades de aire bajas, por lo que su cabezal de velocidad es bajo, lo cual

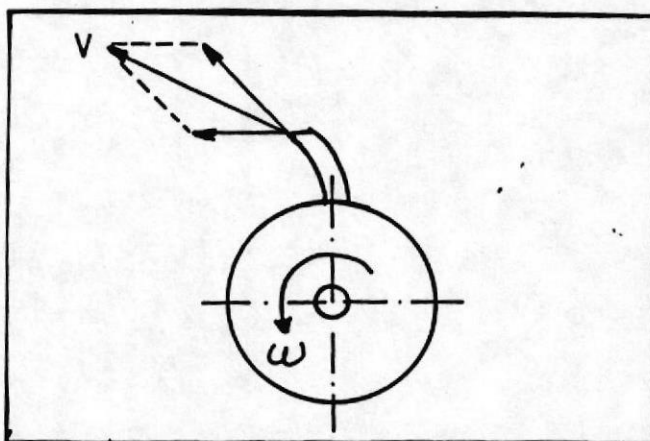
*significa que la mayor parte de la energía entregada a el aire se convierte en carga estática.*



**Figura 1.8**

**VENTILADOR DE FLUJO CENTRIFUGO CON  
ALETAS CURVADAS HACIA ATRAS**

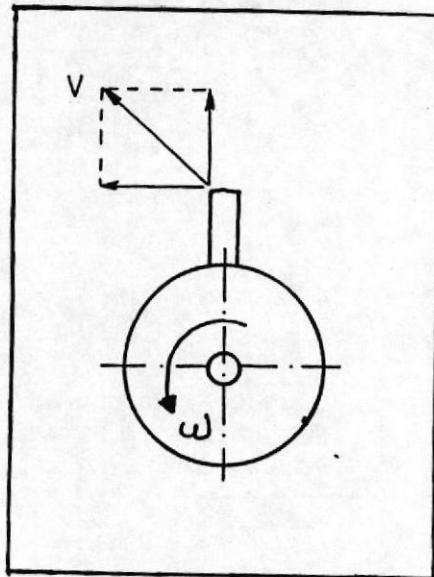
*El ventilador de flujo centrífugo con álabes curvados hacia adelante produce velocidades de aire elevadas y la presión estática de descarga es baja, se lo emplea para mover grandes cantidades de aire.*



*Figura 1.9*

**VENTILADOR DE FLUJO CENTRIFUGO CON  
ALETAS CURVADAS HACIA ADELANTE**

*El ventilador de flujo centrífugo con álabes radiales, tiene características intermedias de los dos mencionados anteriormente, además son auto limpiantes, razón por la cual acumulan la menor cantidad de polvo y se ajusta perfectamente a nuestros requerimientos.*



*Figura 1.10*

**VENTILADOR DE FLUJO CENTRIFUGO CON  
ALETAS RADIALES**

**1.5.3. CICLON O SEPARADOR**



*El ciclón es un aparato usado para separar las partículas sólidas arrastradas por un fluido.*

*El ciclón consiste en un recipiente por cuya parte superior se inyecta aire, el mismo que contiene las partículas en suspensión.*

*La fuerza centrífuga proyecta estas partículas contra las paredes del*

recipiente por las cuales van descendiendo sin dejar de girar hasta el fondo del mismo.

Existen gran variedad de ciclones, teniendo cada uno de ellos dimensiones distintas, las mismas que dan diversas capacidades y eficiencias.

Los ciclones tienen numerosas aplicaciones, entre las cuales podemos nombrar:

- Saneamiento de la atmósfera en los talleres.
- Recuperación de partículas solidas.
- Separación de materia de diferente tamaño o densidad, etc.

#### 1.5.4. DUCTOS

Los ductos son utilizados en el sistema como medios para transportar el aire cargado con polvo. Los ductos en el sistema están instalados en la zona de aspiración, la cual está ubicada entre la

zaranda y el ventilador. El segundo tramo de ducteria esta ubicada entre el ventilador y el ciclón.

## CAPITULO II

### *DISEÑO, CALCULOS Y SELECCION*

#### *2.1. DISEÑO DEL TRANSPORTADOR VIBRATORIO*

##### *2.1.1. CALCULO DE LA CONSTANTE DEL RESORTE*

*Para este efecto vamos a aplicar la fórmula:*

$$K = W / Dst \quad (2.1)$$

*Donde:*

*K = constante del resorte (N / m )*

*W = peso total del sistema vibrador (N)*

*Dst = deflexión máxima permisible (m)*

$$K = 784 / 0.03 = 26133$$

*Una vez hallada la constante del resorte procedemos a su dimensionamiento.*

$$K = d^4 G / 8D^3 N \quad (2.2)$$

Despejando "d" tenemos,

$$d = [8KD^3N / G]^{1/4} \quad (2.3)$$

Donde:

$D$  = diámetro medio del resorte (mm)

$N$  = número de espiras activas del resorte

$G$  = módulo de rigidez del alambre (MPa)

$d$  = diámetro del alambre (mm)

Para nuestro casos nos vamos a imponer los tres primeros valores:

$$d = [8(26133)^3 (70)(11) / 79.3]^{1/4}$$

$$d = 9.98 \sim 10.0 \text{ mm.}$$

### 2.1.2. CALCULO DE LA VELOCIDAD CRITICA DE OPERACION

La velocidad crítica de operación o también llamada velocidad de resonancia es aquella en la cual se produce la máxima deflexión en nuestro sistema masa - resorte, razón por la cual debe de ser evitada.

$$w = (Kt / Mt)^{1/2} \quad (2.4)$$

*Donde:*

$w$  = velocidad de resonancia (rad/s)

$K_t$  = constante total del conjunto de  
resortes del sistema (N/m)

$M_t$  = masa total del sistema (Kgf)

Debido a que nuestro sistema consta de cuatro resortes en paralelo con idéntico valor de constante "K" nuestra " $K_t$ " será:

$$K_t = 4K \quad (2.5)$$

$$K_t = 4(26133) = 104532$$

entonces aplicando la ecuación Num. 2.4.

$$w = (104532 / 83)^{1/2} = 35 \text{ rad/s}$$

Para evitar este valor, podemos proceder de dos formas: La primera consiste en hacer trabajar nuestro sistema antes de este valor y la segunda que es cual vamos a utilizar, se basa en trabajar después de él, consiguiéndose esto al acelerar rápidamente nuestro sistema para no darle tiempo a responder a la inercia del mismo consiguiendo así disminuir la deformación

de nuestro resorte de manera considerable.

Tomando en consideración las razones antes expuestas, nos hemos impuesto el valor de 182 rad/s, para nuestra velocidad de operación.

### 2.1.3 **CALCULO DE PARAMETROS PARA SELECCION DEL MOTOR**

El primer parámetro que vamos a proceder a calcular, va a ser el valor total de nuestras masas de desbalance ( $M_0$ ), para tal efecto vamos a asumir que la amplitud de nuestra fuerza de excitación ( $F$ ) va a ser igual a la fuerza centrífuga producida por el motor multiplicada por el coseno de un ángulo  $\theta$ , el cual varía con la posición en que se encuentran las masas de desbalance en un instante de tiempo determinado con respecto a la vertical. En nuestro caso en particular vamos a analizar el sistema asumiendo que nuestro ángulo  $\theta$  es 21 grados.

Aplicando la fórmula :

$$P = M_o * r * w^2 [ K - M_t * w^2 / K - M_t * w^2 - M_o * w^2 ]$$

(2.6)

**Reemplazando;**

$$M_o * r * w^2 * \cos \theta = M_o * r * w^2 * [ K - M_t * w^2 / (K - M_t * w^2 - M_o * w^2) ]$$

**Despejando  $M_o$ ,**

$$M_o = [ -(K - M_t * w^2 / \cos) + K - M_t * w^2 ] / w^2 \quad (2.7)$$

**Donde :**

$M_o$  = masa total del desbalance (Kg)

$r$  = brazo de momentum (m)

$w$  = velocidad angular de operación

(rad/s)

( ) = posición referencial (grados)

Reemplazando por valores numéricos:

$$M_o = \frac{\{ [26133 - 83 * (182)^2] + 2613383 * (182)^2 \}}{(182)^2}$$

$$M_o = 5.845 \sim 5.85$$

Una vez hallado el valor de  $M_o$  y dándonos como parámetro de diseño que la máxima

amplitud de vibración (A) que debe tener nuestro resorte debe de ser de 0.002 m, procedemos a calcular el valor de nuestro brazo de momentum (r).

De la ecuación:

$$A = Mo * r * w^2 / (K - Mt * w^2 - Mo * w^2) \quad (2.8)$$

Donde:

A = amplitud máxima de vibración (m)

Despejamos r:

$$r = A(K - Mt * w^2 - Mo * w^2) / Mo * w^2 \quad (2.9)$$

Reemplazando por valores numéricos:

$$r = \frac{0.002[26133 - 83(182)^2 - 5.85(182)^2]}{[(5.85)(182)^2]}$$

$$r = -0.03 \text{ m}$$

El valor negativo nos indica que estamos trabajando con una velocidad de operación mayor a la velocidad de resonancia del sistema.

Una vez hallados los valores de  $r$  y  $M_o$  procedemos a calcular el momento torsor ( $MT$ ) que generarán.

$$MT = M_o * r \quad (2.10)$$

Donde:

$MT$  = momento torsor ( $Kg*cm$ )

$r$  = brazo de momentum ( $cm$ )

Reemplazando :

$$MT = 5.85 * 3$$

$$MT = 17.55$$

El siguiente paso es calcular la potencia requerida por el motor.

$$Pot = Mt * N / [(7160000) * Fs] \quad (2.11)$$

Donde:

$Pot$  = potencia requerida por el motor ( $CV$ )

$N$  = velocidad de operación ( $rev/min$ )

*F<sub>s</sub>* = factor de servicio

Procedemos a reemplazar por valores numéricos;

$$Pot = 17.55 * 1738 / (71600 * 0.55)$$

$$Pot = 0.775 CV$$

Llevando este valor al sistema internacional (Kw)

$$1 CV = 0.75 Kw$$

**Entonces:**

$$Pot = 0.775 (0.75)$$

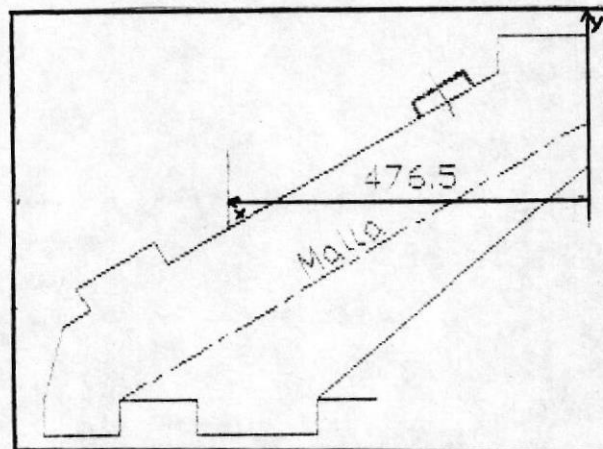
$$Pot = 0.58 Kw.$$

Teniendo como parámetros de selección el torque y la velocidad angular de operación que requiere nuestro sistema para funcionar satisfactoriamente, hemos escogido un motor marca FRIEDRICH, modelo R 16-2.

Una vez calculados los requerimientos de nuestro motor, procedemos a calcular su ubicación, hallando el centro de gravedad del sistema.



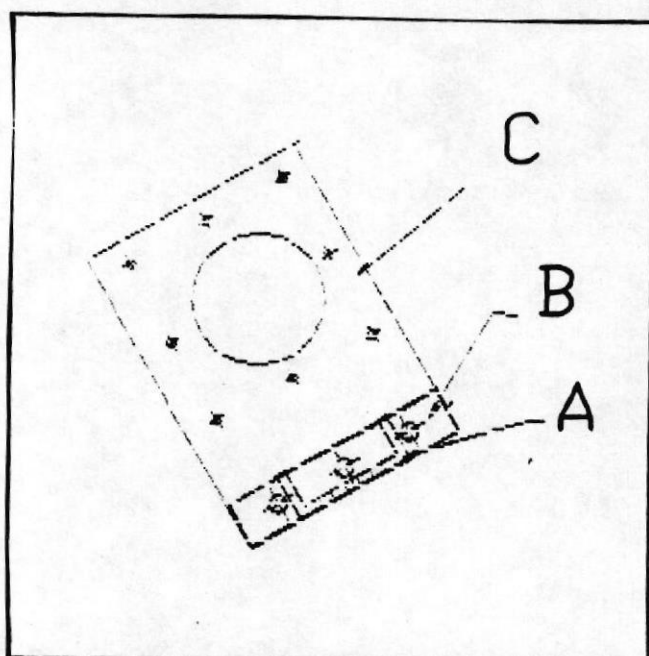
Realizando el cálculo respectivo encontramos que el centro de gravedad de nuestro sistema estará a 47.65 cm. del eje que hemos tomado como referencia.



**Figura 2.1**  
**UBICACION DEL MOTOR**

#### **2.1.4. CALCULO DE PERNOS DE SUJECION**

Como primer paso vamos a calcular los pernos que serán usados para sujetar la base del motor.



*Figura 2.2*

***BASE DE MOTOR***

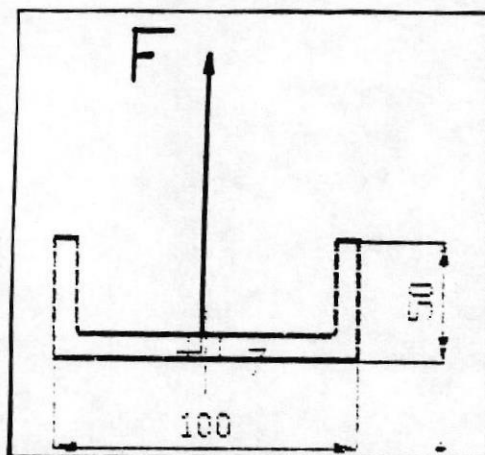
***Pernos requeridos para la sección "A"***

*Para asegurar esta sección hemos escogido 4 pernos, para efectos de nuestro cálculo analizaremos la mitad del sistema debido a que éste es simétrico.*

*Debido a las diversas direcciones de la fuerza centrífuga producida por el motor, los pernos van a ser sometidos a tensión y a corte, sus características físicas han sido tomadas de la tabla Num 2.1. y de la tabla Num. 2.2. y son las siguientes:*

Grado = SAE 5  
 $d = 1.27 \text{ cm.}$   
 $l = 0.8 \text{ cm}$   
 $S_p = 585.65 \text{ MPa.}$   
 $A_t = 0.9155 \text{ cm}^2 .$   
 $E = 206.7 \text{ GPa.}$   
 $S_{ut} = 826.8 \text{ MPa.}$   
 $S_e = 128.154 \text{ MPa.}$   
 $S_y = 633.8 \text{ MPa.}$

A continuación analizaremos el perno cuando está sometido a tensión:



**Figura 2.3**

**PERNOS DE SECCION "A" SOMETIDOS  
A TENSION**

Cálculo de la constante de rigidez del

perno:

53

$$K_b = (\pi) * d^2 * E / L \quad (2.12)$$

**Donde:** $K_b$  = constante de rigidez del perno

(MPa/m)

 $d$  = diámetro mayor nominal del perno (m) $E$  = módulo de rigidez del perno (GPa) $l$  = longitud de agarre del perno (m)

$$K_b = (\pi) * (0.0127)^2 * (206.7) * 10^3 / (0.08 * 4)$$

$$K_b = 327.3$$

Para el cálculo de la constante de rigidez de los elementos usamos la fórmula 2.13 :

$$0.577(\pi) * E * d$$

$$K_m = \frac{0.577(\pi) * E * d}{\{2[\ln 5(0.577 * l + 0.75 * d) / (0.577 * l + 2.5d)]\}}$$

$$\{2[\ln 5(0.577 * l + 0.75 * d) / (0.577 * l + 2.5d)]\}$$

$$0.577(\pi) * 206.7 * 0.0127 * 10^3$$

$$K_m = \frac{0.577(\pi) * 206.7 * 0.0127 * 10^3}{\{2[\ln 5(0.577 * 0.08 + 0.75 * 0.0127) / (0.577 * 0.08 + 2.5 * 0.0127)]\}}$$

$$\{2[\ln 5(0.577 * 0.08 + 0.75 * 0.0127) / (0.577 * 0.08 + 2.5 * 0.0127)]\}$$

$$(0.577 * 0.08 + 2.5 * 0.0127)]\}$$

$$K_m = 1958.4$$

**La constante C es:**

$$C = K_b / (K_b + K_m) \quad (2.14)$$

$$C = 327.3 / (327.3 + 1958.4)$$

$$C = 0.143$$

**La fuerza de precarga es :**

$$F_i = 0.75 * A_t * S_p \quad (2.15)$$

**Donde:**

$F_i$  = fuerza de precarga (N)

$A_t$  = área de esfuerzo sometida a tensión  
( $m^2$ )

$S_p$  = resistencia a la prueba (MPa)

**Reemplazando:**

$$F_i = 0.75 * 0.0127 * 586.8$$

$$F_i = 40290$$

La magnitud de la fuerza de separación (P)  
a la que van a ser sometidos los pernos va

a ser considerada por razones de seguridad igual a la fuerza centrífuga del motor.

$$P = 5826,68 \text{ N.}$$

Nuestro factor de seguridad contra falla estática será:

$$n = (S_p \cdot A_t - F_i) / C(P/N) \quad (2.16)$$

Donde:

$N$  = número de tornillos

Reemplazando:

$$n = \frac{586.8 \cdot 10^6 (0.9155 \cdot 10^{-4}) - 40290}{0.143 (0.005826 / 4)}$$

$$n = 64.48$$

A continuación analizaremos nuestro sistema para el caso de cargas de fatiga:  
Cálculo del esfuerzo alternante.

$$\sigma_a = [C \cdot P / N] / 2A_t \quad (2.17)$$

Donde:

$\sigma_a$  = esfuerzo alternante (MPa)

**Reemplazando:**

$$\nabla a = 0.143(5826/4)/[2*(0.9155*10^{-4})]$$

$$\nabla a = 1.138$$

Seguidamente hacemos el cálculo de  $S_a$

$$S_a = \frac{S_{ut} - (F_i/A_t)}{1 + (S_{ut}/S_e)} \quad (2.18)$$

**Donde:**

$S_a$  = resistencia correspondiente al  
esfuerzo  $\nabla a$  (MPa)

$S_{ut}$  = resistencia a la tensión (MPa)

$S_e$  = límite de fatiga

**Reemplazando:**

$$S_a = \frac{826.8*10^6 - [40290/(0.9155*10^{-4})]}{1 + (826.8/128.15)}$$

$$S_a = 51.89$$

Con  $\nabla a$  y  $S_a$  hallamos nuestro factor de seguridad para cargas de fatiga.

$$n = S_a / \sqrt{a} \quad (2.19)$$

$$n = 51.89 / 1.138$$

$$n = 45.6$$

Seguidamente analizaremos nuestro sistema para el caso de fluencia.

El esfuerzo medio será igual a:

$$\sigma_m = \frac{(C*P/N)}{2*At} + \frac{F_i}{At} \quad (2.20)$$

Donde:

$\sigma_m$  = esfuerzo medio alternante.

Reemplazando:

$$\sigma_m = \frac{[0.143(5286/4)]}{2(0.9155*10^{-4})} + \frac{40290}{0.9155*10^{-4}}$$

$$\sigma_m = 441.22$$

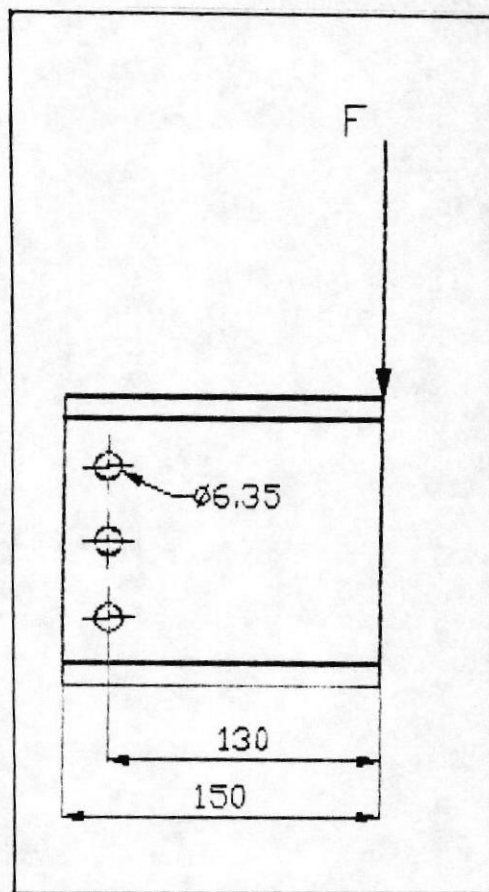
Con  $S_y$  y  $\sigma_m$  procedemos a calcular nuestro factor de seguridad para falla por fluencia.

$$n = S_y / \sigma_m \quad (2.21)$$

$$n = 633.8/441.22$$

$$n = 1.43$$

Habiendo obtenido resultados satisfactorios para el caso en que los pernos son sometidos a tensión, procederemos a analizar los pernos para cuando están sometidos a esfuerzo cortante.



**Figura 2.4**

**PERNOS DE SECCION "A" SOMETIDOS A  
ESFUERZO CORTANTE**

Debido a que existe simetría vamos a analizar la mitad del sistema, por lo tanto nuestra fuerza cortante será la mitad de la fuerza total.

La fuerza cortante es:

$$V = P/2 \quad (2.22)$$

Donde:

$$V = \text{fuerza cortante (N)}$$

Reemplazando:

$$V = 5286/2$$

$$V = 2913.34 \text{ N.}$$

La reacción de momento es:

$$M = V*r \quad (2.23)$$

Donde:

$$M = \text{reacción de momento (N*m)}$$

$$r = \text{brazo de momento (m)}$$

Reemplazando:

$$M = 2913.34*0.15$$

$$M = 437 \text{ N*m}$$

La carga cortante primaria del perno es:

$$F' = V/N \quad (2.24)$$

Donde:

$F'$  = carga cortante primaria (N)

Reemplazando:

$$F' = 2913.34/2$$

$$F' = 145 \text{ N}$$

La fuerza cortante secundaria en el perno es:

$$F'' = M / 4 * r' \quad (2.25)$$

Donde:

$F''$  = carga cortante secundaria (N)

$r'$  = distancia entre el centroide y el centro de cada perno (m)

Reemplazando:

$$F'' = 437 / (4 * 0.0297)$$

$$F'' = 3642.03 \text{ N.}$$

La fuerza resultante en cada perno es:

$$Fr = [(F')^2 + (F'')^2]^{1/2} \quad (2.26)$$

**Donde:**

$Fr$  = fuerza resultante en cada perno (N)

**Reemplazando:**

$$Fr = 3927.21 \text{ N}$$

En éste caso vamos a calcular nuestro factor de seguridad para el caso de esfuerzo de aplastamiento debido a que éste es el mayor.

Calculamos el área que va a ser sometida al esfuerzo:

$$A = t*d \quad (2.27)$$

**Donde:**

$A$  = área proyectada ( $m^2$ )

$t$  = espesor de la placa mas delgada (m)

**Reemplazando:**

$$A = 0.004 * 0.0127$$

$$A = 5.08 * 10^{-5} \text{ m}^2$$

Calculamos nuestro esfuerzo de aplastamiento, el cual vendría a ser nuestro esfuerzo máximo.

$$\sigma_{\max} = Fr / A \quad (2.28)$$

Donde:

$$\sigma_{\max} = \text{esfuerzo máximo (MPa)}$$

Reemplazando:

$$\sigma_{\max} = 2927.21 / (5.08 * 10^{-5} )$$

$$\sigma_{\max} = 77.31 \text{ MPa}$$

Por razones de seguridad asumimos que nuestro esfuerzo menor es la mitad de nuestro esfuerzo máximo.

$$\sigma_i = \sigma_{\max} / 2 \quad (2.29)$$

Donde:

$$\sigma_i = \text{esfuerzo menor (MPa)}$$

Reemplazando:

$$\sigma_i = 77.31 / 2$$

$$\sigma_i = 38.65$$

Con esto procedemos a calcular nuestro esfuerzo alternante y nuestro esfuerzo medio respectivamente.

$$\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_i) / 2 \quad (2.30)$$

$$\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_i) / 2 \quad (2.31)$$

**Donde:**

$\sigma_a$  = esfuerzo alternante (MPa)

$\sigma_m$  = esfuerzo medio (MPa)

**Reemplazando:**

$$\sigma_a = 19.33$$

$$\sigma_m = 57.98$$

Una vez hallados éstos valores procedemos a hallar nuestro factor de seguridad contra falla por esfuerzo cortante.

$$(\sigma_a / S_e) + (\sigma_m / S_{ut}) = 1/n \quad (2.32)$$

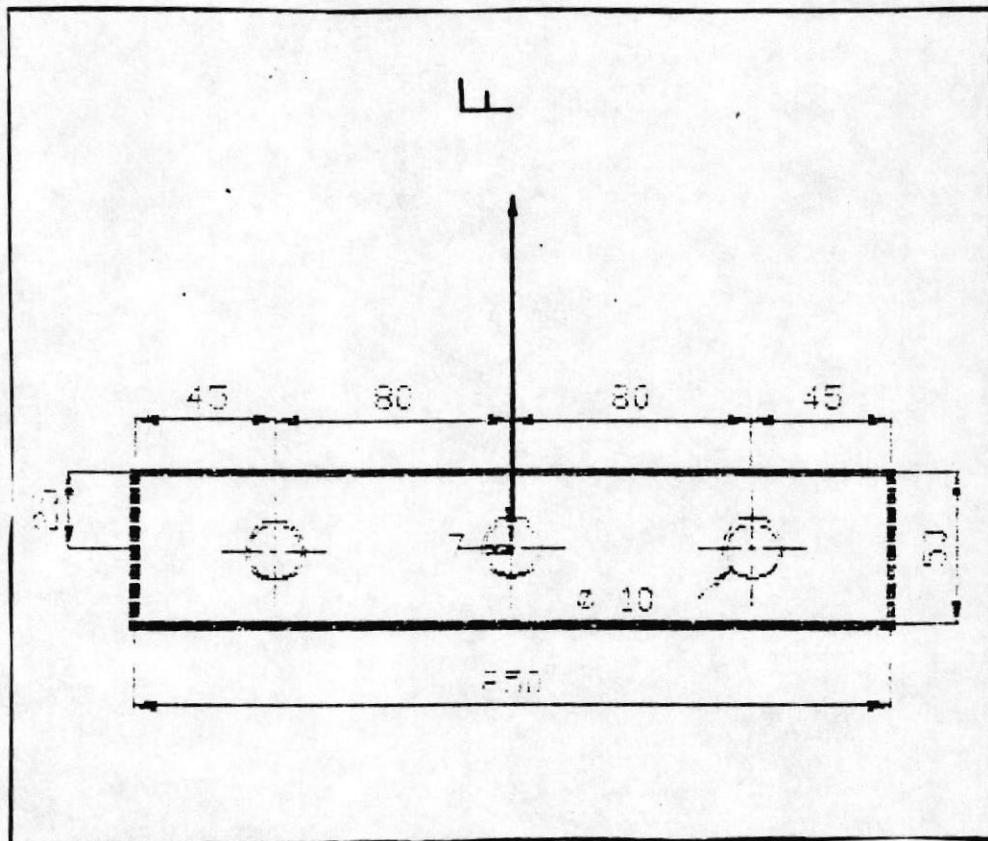
**Reemplazando:**

$$(19.33 / 128.15) + (57.98 / 826.8) = 1/n$$

**Despejando obtenemos:**

$$n = 4.52$$

*Cálculo de pernos de la sección "B"*



*Figura 2.5*

*PERNOS DE LA SECCION "B" SOMETIDOS A  
ESFUERZO CORTANTE*



Los pernos de ésta sección están sometidos a esfuerzos cortantes, las características del perno que hemos seleccionado han sido tomadas de la tabla 2.1. y de la tabla 2.2 y son las siguientes:

Grado = SAE 5

$d = 0.0127 \text{ m.}$

$l = 0.0254 \text{ m.}$

$S_p = 585.65 \text{ MPa.}$

$S_{ut} = 826.8 \text{ MPa.}$

$S_e = 128.154 \text{ MPa.}$

$S_y = 633.88 \text{ MPa.}$

$A_t = 0.00009155 \text{ m}^2$

Debido a la simetría existente en el sistema nuestra fuerza cortante será la mitad de nuestra fuerza total.

Aplicando la fórmula (2.22)

$V = 5826.68/2$

$V = 2913.34$

Con :

$r = 0.1148,$

hallamos  $M$  con la fórmula (2.23)

$$M = 2913.34 * 0.1148$$

$$M = 334.45$$

Con la fórmula (2.24) calculamos  $F'$

$$F' = 2913.34/2$$

$$F' = 1456.67$$

Con la fórmula (2.25) hallamos  $F''$

Teniendo:

$$r' = 0.08$$

$$F'' = 334.45/(4*0.08)$$

$$F'' = 1045.15$$

Con  $F'$  y  $F''$  aplicamos la fórmula (2.26) y hallamos  $Fr$

$$Fr = 1792.89$$

Procedemos a calcular nuestro esfuerzo máximo con la fórmula (2.28), el cual actúa sobre en área transversal del perno.

$$\sigma_{\max} = 1729.89 / [(\pi) * (0.0127)^2 / 4]$$

$$\sigma_{\max} = 14.15$$

Aplicando la fórmula (2.29) obtenemos nuestro esfuerzo inferior.

$$\sigma_{\min} = 7.07$$

Una vez hallados  $\sigma_{\max}$  y  $\sigma_{\min}$  procedemos a hallar nuestros esfuerzos medio y alternante respectivamente con las fórmulas (2.31) y (2.30)

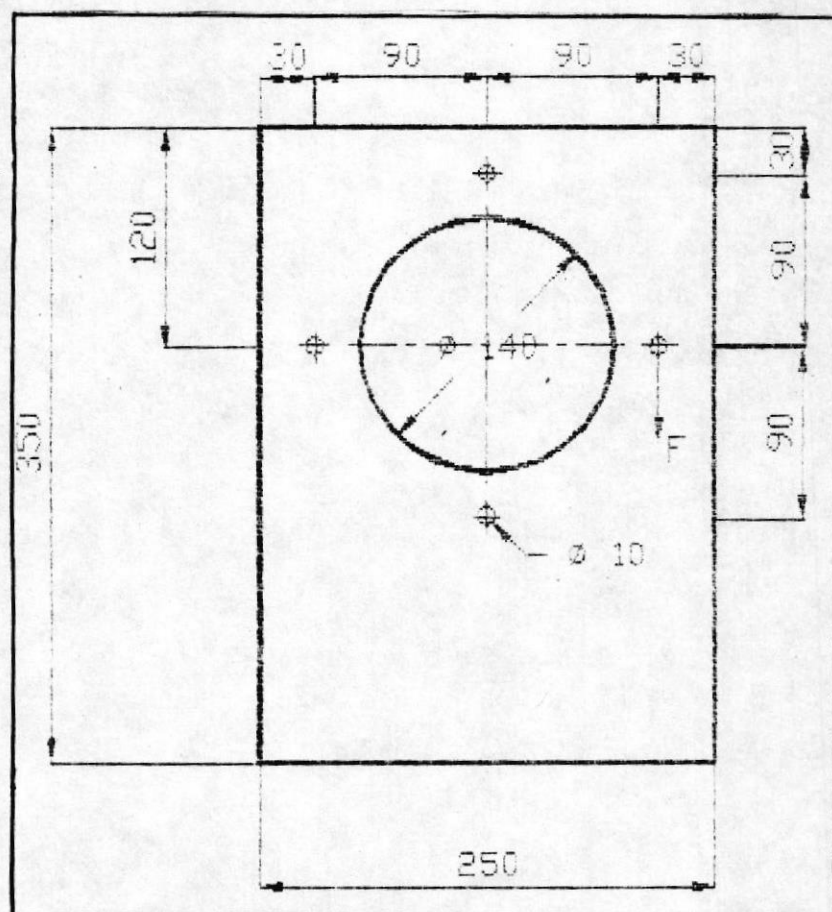
$$\sigma_m = 10.62$$

$$\sigma_a = 3.55$$

Con la fórmula (2.34) hallamos nuestro factor de seguridad contra falla por fatiga.

$$n = 24.69$$

**Cálculo de pernos de la sección "C"**



**Figura 2.6**

**PERNOS DE LA SECCION "C"  
SOMETIDOS A ESFUERZO CORTANTE**

Los pernos de esta sección están sometidos a esfuerzo cortante, las características de los pernos que hemos seleccionado han sido tomadas de la tabla 2.1. y de la tabla 2.2. respectivamente, son las siguientes:

*Grado = Sae 5*

*d = 0.0095 m.*

*At = 7.08 \* 10<sup>-5</sup> m<sup>2</sup>*

*Sp = 586.8 MPa.*

*Sut = 826.8 MPa.*

*Se = 128.15 MPa.*

*Sy = 633.88 MPa.*

*Debido a la crítica función que cumplen este grupo de pernos, para asegurarnos una mayor confiabilidad, tomaremos como fuerza resultante a la mitad de la fuerza máxima.*

*Fr = 2913.34*

*Nuestro esfuerzo máximo se producirá en el área transversal del perno.*

*Con la fórmula Num. 2.28 calculamos esto:*

$$\sigma_{\max} = 2913.34 / [(\pi) * (0.0095)^2 / 4]$$

$$\sigma_{\max} = 41.1$$

*Con la fórmula Num. 2.29. hallamos nuestro*

*esfuerzo mínimo:*

$$\sigma_{\min} = 20.55$$

*Una vez obtenidos los valores de  $\sigma_{\max}$  y  $\sigma_{\min}$  calculamos los valores de  $\sigma_a$  y  $\sigma_m$  respectivamente con las fórmulas Num. 2.30. y 2.31.*

$$\sigma_a = 10.27$$

$$\sigma_m = 30.81$$










*Con estos valores y la fórmula Num. 2.32. hallamos nuestro factor de seguridad contra falla por fatiga.*

$$n = 8.52$$

*Cálculo de pernos que van a ser usados para sujeción de base y anclaje del sistema vibrador.*

Designación de tamaño	Diámetro mayor nominal pulg	Serie basta—UNC		
		Hilos por pulg <i>N</i>	Área de esfuerzo de tensión <i>A<sub>t</sub></i> , pulg <sup>2</sup>	Área al diámetro menor <i>A<sub>s</sub></i> , pulg <sup>2</sup>
0	0.0600			
1	0.0730	64	0.002 63	0.002 18
2	0.0860	56	0.003 70	0.003 10
3	0.0990	48	0.004 87	0.004 06
4	0.1120	40	0.006 04	0.004 96
5	0.1250	40	0.007 96	0.006 72
6	0.1380	32	0.009 09	0.007 45
8	0.1640	32	0.014 0	0.011 96
10	0.1900	24	0.017 5	0.014 50
12	0.2160	24	0.024 2	0.020 6
$\frac{1}{2}$	0.2500	20	0.031 8	0.026 9
$\frac{3}{16}$	0.3125	18	0.052 4	0.045 4
$\frac{3}{8}$	0.3750	16	0.077 5	0.067 8
$\frac{7}{16}$	0.4375	14	0.106 3	0.093 3
$\frac{1}{2}$	0.5000	13	0.141 9	0.125 7
$\frac{9}{16}$	0.5625	12	0.182	1.162
$\frac{5}{8}$	0.6250	11	0.226	0.202
$\frac{3}{4}$	0.7500	10	0.334	0.302
$\frac{7}{8}$	0.8750	9	0.462	0.419
1	1.0000	8	0.606	0.551
$1\frac{1}{2}$	1.2500	7	0.969	0.890
$1\frac{1}{2}$	1.5000	6	1.405	1.294

**Tabla 2.1**  
**CARACTERITICAS DE ROSCAS**  
**UNIFICADAS UNC**

Grado SAE	Grado ASTM	Grado métrico	Díámetro nominal pulg	Resistencia a la prueba kpsi	Resistencia a la tensión kpsi	Resistencia de fluencia kpsi	Dureza Rockwell del núcleo mín/máx	Marca de grado
1	A507	4.6	$\frac{1}{2}$ a $1\frac{1}{2}$	33	60	36	B70/B100	Ninguna
2	...	5.8	$\frac{1}{2}$ a $\frac{3}{4}$	55	74	57	B80/B100	Ninguna
		4.6	de $\frac{1}{2}$ a $1\frac{1}{2}$	33	60	36	B70/B100	Ninguna
4	...	8.9	$\frac{1}{2}$ a $1\frac{1}{2}$	65	115	100	C22/C32	Ninguna
5	A449 o bien A325 Tipo 1	8.8	$\frac{1}{2}$ a 1	85	120	92	C25/C34	
		7.8	de 1 a $1\frac{1}{2}$	74	105	81	C19/C30	
		8.6	de $1\frac{1}{2}$ a 3	55	90	58	...	
5.1	...	8.8	No. 6 a $\frac{3}{4}$	85	120	...	C25/C40	
5.2	A325 Tipo 2	8.8	No. 6 a $\frac{3}{4}$	85	120	...	C25/C40	
		8.8	$\frac{1}{2}$ a $1\frac{1}{2}$	85	120	92	C26/C36	
7 <sup>5</sup>	...	10.9	$\frac{1}{2}$ a $1\frac{1}{2}$	105	133	115	C28/C34	
8	A354 Grado BD	10.9	$\frac{1}{2}$ a $1\frac{1}{2}$	120	150	130	C35/C39	
8.1	...	10.9	$\frac{1}{2}$ a $1\frac{1}{2}$	120	150	130	C32/C38	Ninguna
8.2	...	10.9	$\frac{1}{2}$ a 1	120	150	130	C35/C42	
...	A574	12.9	0 a $\frac{1}{2}$	140	180	160	C39/C45	12.9
		12.9	$\frac{3}{4}$ a $1\frac{1}{2}$	135	170	160	C37/C45	12.9

**Tabla 2.2**  
**ESPECIFICACIONES Y ROSCAS DE**  
**IDENTIFICACION PARA**  
**PERNOS Y TORNILLOS**

Tomando como referencia los cálculos realizados para los pernos de la sección y siendo las condiciones presentadas en la base y el sistema vibrador muy similares a esta nos ha parecido apropiado para el primer caso pernos de igual diámetro y Grado Sae, diferenciándose solamente en el largo de sujeción ya que este en los de la base del sistema vibrador es mayor.

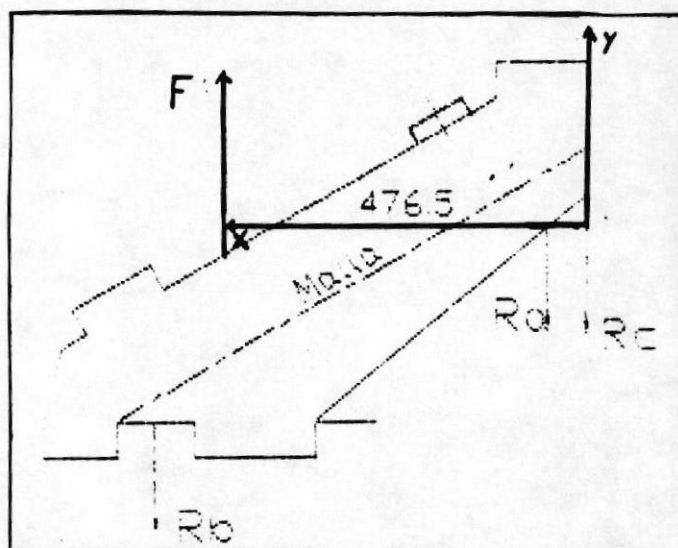
Para el anclaje también se han escogido pernos para anclaje de diámetro igual a los primeros.

#### 2.1.5. CALCULO DE SOLDADURA

Para efectos de calcular la soldadura de nuestro sistema hemos analizado las uniones de la base de nuestro compartimiento vibrador, la cual por su posición constituye la más crítica en nuestro sistema.

Haciendo un análisis estático hemos hallado las reacciones que soportan las

uniones soldadas en los puntos de apoyo del compartimiento vibrador.



**Figura 2.7**  
**GRAFICO DE EQUILIBRIO**  
**ESTATICO**

*Análisis de soldadura en el punto "A"*

$F_{yA}$  = componente de la fuerza que produce  
tensión en toda la unión (N)

$F_{xA}$  = componente de la fuerza que produce  
corte en toda la unión (N)

$MA$  = reacción de momento (N\*m)



**Donde:**

$$FyA = 1928.27$$

Teniendo "b" y aplicando la fórmula Num. 2.23.

$$b = 0.475$$

$$MA = 1928.27 * 0.475$$

$$MA = 915.92$$

De la tabla Num. 2.3. obtenemos la fórmula para calcular el área de la garganta del cordón de soldadura:

$$A_g = 1.414 h*d \quad (2.33)$$

**Donde:**

$A_g$  = área de la garganta del cordón de soldadura ( $m^2$ )

$h$  = medida de la garganta (m)

$d$  = longitud del cordón de la soldadura (m)

**Reemplazando:**

$$A_g = 1.414 * 0.004 * 0.32$$

$$A_g = 1.81 * 10^{-3} \text{ m}^2$$



De la tabla Num. 2.3. obtenemos la fórmula para calcular el momento de inercia unitario de nuestro cordón.

$$I_u = d^3 / 6 \quad (2.34)$$

**Donde:**

$I_u$  = momento de inercia unitario ( $m^3$ )

**Reemplazando:**

$$I_u = (0.32)^3 / 6$$

$$I_u = 5.46 * 10^{-3}$$

Nuestro momento de inercia será:

$$I = 0.707 * h * I_u \quad (2.35)$$

**Donde:**

$I$  = Momento de inercia ( $m^4$ )

**Reemplazando:**

$$I = 0.707 * 0.004 * 5.46 * 10^{-3}$$

$$I = 1.54 * 10^{-5}$$

Calculamos el esfuerzo normal total en el

metal de soldadura;

$$\sigma_y = F_y A / A_g + M(d/2) / I \quad (2.36)$$

**Donde:**

$\sigma_y$  = es el esfuerzo normal total (MPa)

**Reemplazando:**

$$\sigma_y = 1928.2 / (1.8 * 10^{-3}) + 915.9 * (0.16) / (1.5 * 10^{-5})$$

$$\sigma_y = 10.58$$

Para efectos de calcular el esfuerzo cortante, por razones de seguridad hemos asumido que  $F_x$  es igual a la mitad de la fuerza máxima, es decir, 2913.34 Nw. El esfuerzo cortante vale:

$$\tau_{yx} = F_x A / A_g \quad (2.37)$$

**Donde :**

$\tau_{yx}$  = esfuerzo cortante (MPa)

**Reemplazando:**

$$\tau_{yx} = 2913.34 / (1.81 * 10^{-3})$$

$$\tau_{yx} = 1.61$$

Las propiedades mecánicas del metal primario son:

$$S_y = 234.97 \text{ MPa.}$$

$$S_{ut} = 362.20 \text{ MPa.}$$

Asumimos las mismas propiedades para el metal de soldadura.

Ahora procederemos a obtener nuestro esfuerzo de Von Mises en el metal de soldar.

$$\sigma' = [(\sigma_y)^2 + 3(\tau_{yx})^2]^{1/2} \quad (2.38)$$

Donde :

$$\sigma' = \text{esfuerzo de Von Mises (MPa)}$$

Reemplazando:

$$\sigma' = 10.94$$

De modo que el factor de seguridad contra falla estática en el metal de la soldadura lo hallamos aplicando la fórmula Num. 2.21.

$$n = 234.97/10.94$$

$$n = 21.47$$

El siguiente paso es el investigar la probabilidad de una falla por fatiga. El límite de resistencia a la fatiga de la probeta de viga rotatoria es:

$$S'e = 0.50 * S_{ut} \quad (2.39)$$

**Donde:**

$S'e$  = límite de resistencia a la fatiga de la probeta de viga rotatoria (MPa)

**Reemplazando:**

$$S'e = 0.5 * (360.14)$$

$$S'e = 180.07$$

**Donde:**

El factor de superficie  $k_a$  para soldaduras y para el material primario en sus alrededores debe basarse siempre en una superficie en la condición de forja. Así, la fig.7-10 (ref. 2) se halla que:

$$K_a = 0.53.$$

$$d_{eq} = (0,05 * b * d / 0,0766)^{1/2} \quad (2.40)$$

Para obtener el factor de tamaño se utiliza la figura 7-15b (ref.2). De este modo calculamos primeramente la dimensión equivalente.

**Donde:**

$deq$  = dimensión equivalente (mm)

$b$  = distancia entre los cordones de soldadura (mm)

$d$  = largo del cordón (mm)

**Reemplazando:**

$$deq = [0.05*(80)*(320)/0.0766]^{1/2}$$

$$deq = 129$$

El factor de tamaño es  $-0.097$

$$K_b = 1.189(deq)^{-0.097} \quad (2.41)$$

**Donde:**

$K_b$  = factor de tamaño

$deq$  = dimensión equivalente (adimensional)

**Reemplazando:**

$$K_b = 1.189(129)^{-0.097}$$

$$K_b = 0.742$$

Para una confiabilidad del 95% de la tabla 7-7 (ref. 2), se tiene que  $K_c = 0.868$ .

De la tabla 9-5 (ref. 2), se halla que  $K_f = 2.7$  y por consiguiente  $K_e = 1/K_f = 1/2.7 = 0.370$ .

Ahora el límite de fatiga corregido será:

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_e * S'_e \quad (2.42)$$

$$S_e = 22.74$$

Los esfuerzos alternante y medio de Von Mises en el metal de soldadura son:

$$\sigma'_a = \sigma'/2 \quad (2.43)$$

$$\sigma'_m = \sigma'/2 = \quad (2.44)$$

$$\sigma'_a = \sigma'_m = 10.94/2 = 5.47$$

Ahora se calculará el factor de seguridad contra falla por fatiga por medio de las relaciones de Goodman modificadas. Al sustituir  $S_a = n \sigma'_a$  y  $S_m = n \sigma'_m$  en la ecuación Num. 2.32. se tiene como resultado:

$$n [(5.47/22.74) + (5.47/362.20)] = 1$$

$$n = 3.91$$

*Análisis de la soldadura en el punto "B"*

$$F_yB = 3844.27$$

*Aplicando la fórmula Num. 2.23. con*

$$b = 0.2458;$$

*hallamos MB*

$$MB = 3844.27 * (0.2458)$$

$$MB = 945.19$$

*Aplicando la fórmula Num. 2.33. hallamos*

*A<sub>g</sub>:*

$$A_g = 1.81 * 10^{-3} \text{ m}^2$$

*Aplicando la fórmula Num. 2.34. hallamos*

*I<sub>u</sub>:*

$$I_u = 5.46 * 10^{-3} \text{ m}^3$$

*Aplicando la ecuación Num. 2.35. hallamos*

*I:*

$$I = 1.54 * 10^{-5} \text{ m}^4$$

Aplicando la ecuación Num. 2.36. hallamos

$\sigma_y$ ;

$$\sigma_y = [3844.2 / (1.81 * 10^{-3})] + [945.198(0.16) / (1.54 * 10^{-5})]$$

$$\sigma_y = 11.94$$

Por razones de seguridad nuestro  $F_x B$  tendrá un valor igual  $F_y B$ ;

Aplicando la fórmula Num. 2.37 hallamos

$\tau_{yx}$

$$\tau_{yx} = 3844.27 / 1.81 * 10^{-3}$$

$$\tau_{yx} = 2.12$$

Aplicando la fórmula Num. 2.38 hallamos  $\tau'$

$$\tau' = 12.12$$

Aplicando la ecuación (2.21) hallamos nuestro factor de seguridad contra falla estática;

$$n = 234.94 / 12.12$$

$$n = 19.38$$

A continuación analizaremos la probabilidad de una falla por fatiga;

Nuestro valor de  $S_e$  será igual al del problema anterior.

Aplicando la fórmula Num. 2.43 hallaremos nuestros esfuerzos de von Mises alternante y medio respectivamente;

$$\sigma'_a = \sigma'_m = \sigma'/2 = 6.06$$

Aplicando la fórmula Num. 2.33 hallamos nuestro factor de seguridad para cargas de fatiga;

$$1/n = [(6.06/22.74) + (6.06/362.2)]$$

$$n = 3.53$$

**Análisis de la soldadura en el punto "C"**

$$F_{yC'} = 1982.27$$

Aplicando la fórmula Num. 2.23 con:

$$b = 0.4749;$$

hallamos  $MC'$

$$MC' = (1982.27) * (0.4749)$$

$$MC' = 941.54$$

De la tabla Num. 2.3. obtenemos la fórmula para calcular  $A_g$ :

$$A_g = 0.707 h*d \quad (2.45)$$

Reemplazando:

$$A_g = 0.707*(0.004)*(0.32)$$

$$A_g = 9.05*10^{-4}$$

De la tabla Num. 2.3. obtenemos la fórmula para calcular el momento de inercia unitario de nuestro cordón.

$$I_u = d^{-3} / 12 \quad (2.46)$$

Reemplazando :

$$I_u = (0.32)^{-3} / 12$$

$$I_u = 2.73*10^{-3}$$

Aplicando la ecuación (2.35) hallamos  $I$ :

$$I = 7.725*10^{-6}$$

Aplicando la ecuación (2.36) hallamos  $\nabla y$ :

$$\sigma_y = [1982.27/(9.05 \cdot 10^{-4})] + [941.54 \cdot (0.16) / (7.725 \cdot 10^{-6})]$$

$$\sigma_y = 21.69$$

Al igual que en el caso anterior nuestro  $F_x C'$  tendrá un valor igual a nuestro  $F_y C'$ ;

Aplicando la fórmula Num. 2.37 hallamos

$\tau_{yx}$

$$\tau_{yx} = 1982.27 / (9.05 \cdot 10^{-4})$$

$$\tau_{yx} = 2.19$$

Aplicando la fórmula Num. 2.38 hallamos  $\sigma'$

$$\sigma' = 21.8$$

Aplicando la ecuación (2.21) hallamos nuestro factor de seguridad contra falla estática:

$$n = 234.94 / 21.8$$

$$n = 10.77$$



A continuación analizaremos la probabilidad de una falla por fatiga.


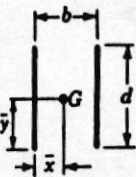
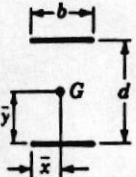
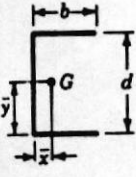
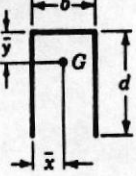
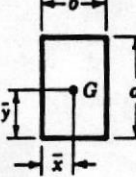
Soldadura	Área de garganta	Localización de G	Momento de inercia unitario
	$A = 0.707hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{12}$
	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{6}$
	$A = 1.414hb$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{bd^2}{2}$
	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b + d}$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{12}(6b + d)$
	$A = 0.707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$
	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{6}(3b + d)$

Tabla 2.3.

**PROPIEDADES A LA FLEXION  
DE SOLDADURAS A FILETE**

Tendremos un valor de  $S_e$  igual al del problema anterior.

Aplicando la fórmula Num. 2.43 hallaremos nuestros esfuerzos de Von Mises alternante y medio respectivamente;

$$\sigma'_a = \sigma'_m = \sigma'/2 = 10.9$$

Aplicando la fórmula Num. 2.33 hallamos nuestro factor de seguridad para cargas de fatiga;

$$1/n = [(10.9/22.74) + (10.9/362.2)]$$

$$n = 1.96$$

AWS número de electrodo*	Resistencia a la tensión, kpsi	Resistencia de fluencia, kpsi	Porcentaje de alargamiento
E60xx	62	50	17-25
E70xx	70	57	22
E80xx	80	67	19
E90xx	90	77	14-17
E100xx	100	87	13-16
E120xx	120	107	14

**Tabla 2.4**

**PROPIEDADES MINIMA**

**METAL DE SOLDADURA**

Debido a los resultados satisfactorios obtenidos en nuestros cálculos y a las propiedades mostradas en la tabla Num. 2.4. hemos escogido para soldar todas las partes de nuestro sistema el electrodo 6011 debido a que se ajusta perfectamente a nuestros requerimientos.

## 2.2 SELECCION DE VELOCIDAD Y FLUJO DEL SUCCIONADOR

La velocidad de transporte del succionador la hemos seleccionado de la tabla #. 2.5., tomando en cuenta que al material que vamos a transportar lo podemos considerar como polvo seco, hemos encontrado que el rango de velocidades para este caso en particular se encuentra entre 2500 fpm. y 3500 fpm., por razones de seguridad hemos escogido la mayor.

Nature of Contaminant	Examples	Design Velocity
Vapors, gases, smoke	All vapors gases and smokes	Any desired velocity (economic optimum velocity usually 1000-1200 fpm)
Fumes	Zinc and aluminum oxide fumes	1400-2000
Very fine light dust	Cotton lint, wood flour, litho powder	2000-2500
Dry Dusts and powders	Fine rubber dust, Bakelite molding powder dust, jute lint, cotton dust, shavings (light), soap dust, leather shavings	2500-3500
Average industrial dust	Sawdust (heavy and wet), grinding dust, buffing lint (dry), wool jute dust (shaker waste), coffee beans, shoe dust, granite dust, silica flour, general material handling, brick cutting, clay dust, foundry (general), limestone dust, packaging and weighing asbestos dust in textile industries	3500-4000
Heavy dusts	Metal turnings, foundry tumbling barrels and shakeout, sand blast dust, wood blocks, hog waste, brass turnings, cast iron boring dust, lead dust	4000-4500
Heavy or moist dusts	Lead dust with small chips, moist cement dust, asbestos chunks from transite pipe cutting machines, buffing lint (sticky), quick-lime dust	4500 and up

Tabla 2.5

**SELECCION DE VELOCIDAD  
DE ESTRACCION**

El flujo se lo obtiene a partir de la velocidad segura de transporte y del diámetro de la tubería de transporte (Sección 2.3).

$$Q = v * (\pi) * d^2 / 4 \quad (2.47)$$

Donde:

Q = flujo de aire (cfm)



$v$  = velocidad de transporte (fpm)

$d$  = diámetro de la tubería de transporte (pies)

**Reemplazando:**

$$Q = 3500 * (\pi) * (1)^2 / 4$$

$$Q = 2749$$

Tomando como referencia este valor de  $Q$  procedemos a seleccionar 2800 cfm como nuestro flujo de trabajo.

### 2.3 DIMENSIONAMIENTO DEL DUCTO PRINCIPAL

El ducto principal fue dimensionado tomando como referencia la sección del transportador vibratorio destinada a la salida del polvo.

Teniendo como área para la salida del polvo la cantidad de 100 in<sup>2</sup> y haciendo una similitud con respecto al área de la circunferencia, obtenemos un diámetro equivalente.

$$A = (\pi) d^2 / 4 \quad (2.48)$$

**Donde:**

$A$  = área de salida del polvo (in<sup>2</sup> )

$d$  = diámetro equivalente (in)

**Despejando d:**

$$d = (4 * A/\pi)^{1/2} \quad (2.49)$$

**Reemplazando:**

$$d = (4 * 100/\pi)^{1/2}$$

$$d = 11.3$$

Procedemos a redondear este valor a 12 in, que equivale a 404,8 mm, con lo cual tendremos la referencia por donde andarán las dimensiones de nuestros ductos.

#### 2.4. CALCULO DE PRESIONES DE TRABAJO

Nuestro cálculo de las presiones de trabajo comenzará hallando la caída de presión producida por el aire al pasar a través del transportador vibratorio, para cuyo efecto hemos asumido que nuestro flujo de trabajo se descompone en dos partes, la una de 350 cfm que entra por un orificio ubicado en la parte superior del transportador y la otra parte del flujo de 2450 cfm, la cual entra por el ducto de alimentación de pellets. A continuación procederemos al cálculo de las diversas caídas de presión dentro del transportador.

*Pérdidas producidas por rozamiento en el ducto de entrada de aire desde la atmósfera.*

*Para realizar este cálculo procederemos primeramente ha encontrar nuestro diámetro equivalente de ducto rectangular a circular, en lo que a pérdidas por fricción se refiere.*

$$deq = 1.3 [ (a*b)^5 / (a+b)^2 ]^{1/8} \quad (2.50)$$

*Donde :*

*deq = diámetro equivalente (feet)*

*a = lado más largo del ducto (feet)*

*b = lado más corto del ducto (feet)*

*Reemplazando;*

$$deq = 1.3 [ (1.31 * 0.49)^5 / (1.31 + 0.49)^2 ]^{1/8}$$

$$deq = 0.85$$

*De la tabla Num. 2.11 obtenemos nuestro factor de pérdidas por fricción f, el cual es 2.5 in/100 feet, con este valor y la longitud total de nuestro ducto procedemos a calcular nuestra caída de presión por rozamiento en el ducto.*

$$hf = f * l \quad (2.51)$$

**Donde:**

$h_f$  = pérdidas por fricción (in. de agua)

$l$  = longitud del ducto (feet)

**Reemplazando:**

$h_{f1} = (2.5 \text{ in}/100 \text{ feet}) * 9.38$

$h_{f1} = 0.234$

*Pérdidas producidas en la entrada del ducto.*

*De la tabla Num. 2.6. obtenemos nuestro factor de pérdida de presión a la entrada;*

**Aplicando la fórmula:**

$h_e = k * VP \quad (2.52)$

**Donde:**

$h_e$  = pérdida de presión en la entrada (in. de agua)

$k$  = factor de pérdida de presión

$VP$  = presión de velocidad (in. de agua)

**Reemplazando:**

$h_{e1} = 0.49 * 1.16$

$h_{e1} = 0.568$

*Pérdida de presión producida en el agujero ubicado*

en la parte superior del transportador.

Nuevamente de la tabla Num. 2.6. obtenemos nuestro factor de pérdida de presión a la entrada del agujero.

Aplicando la fórmula Num. 2.52 procedemos a calcular nuestras pérdidas:

$$h_{e2} = 0.93 * 1.07$$

$$h_{e2} = 0.995 \text{ in. de agua}$$

Cálculo de pérdidas de presión debidas a expansiones bruscas.

Para efectos de calcular la pérdida de presión producida por la expansión brusca producida en los canales de entrada de aire al interior del transportador vamos a considerar cada entrada de manera individual, empezando nuestro análisis por la entrada 1.

Tomando como referencia la tabla Num. 2.7. para el caso de expansión brusca con una relación de diámetros de 2.5 a 1 obtenemos nuestro factor de

reganancia, el cual es igual para ambos casos.

**Aplicando la fórmula:**

$$S_{n+1} = SP_n + R(VP_n + VP_{n+1}) \quad (2.53)$$

**Teniendo para el primer caso:**

$$SP_n = SP_0 = h_{e1} + h_{f1} = -0.726$$

$$R = 0.25$$

$$VP_n = 1.16$$

$$VP_{n+1} = 0.03$$

**Reemplazando;**

$$SP_1 = -0.726 + 0.25(1.16 - 0.03)$$

$$SP_1 = -0.466 \text{ in. de agua}$$

**Para el segundo caso tendremos:**

$$SP_n = h_2 = -0.995$$

$$VP_n = 1.07$$

$$VP_{n+1} = 0.03$$

**Aplicando la fórmula (2.53) obtenemos:**

$$SP_2 = -0.995 + 0.25(1.07 - 0.03)$$

$$SP_2 = -0.735 \text{ in. de agua}$$

**Nuestra pérdida de presión total debido a las dos**

expansiones será:

$$SP3 = SP1 + SP2$$

$$SP3 = -1.201 \text{ in. de agua}$$

Pérdida de presión producida por el paso del aire a través de la malla.

De la ref. Num. 9 obtenemos un factor de pérdida de presión de 0.2 para mallas con un 70 % de área libre.

Asumiendo que el área de la malla por la que pasara el aire es de 0.785 pies cuadrados y ya con el flujo total de 2800 cfm, hallamos que la velocidad del aire a través de la malla es 3733 fpm dato con el cual entramos a la tabla Num. 2.8. para hallar la VP en ese punto, la cual es 0.87 in. de agua.

$$hm = 0.2 * 0.87$$

$$hm = -0.174 \text{ in. de agua}$$

Una vez hecho este cálculo procedemos a obtener nuestra caída de presión total hasta la malla;

$$SP4 = SP3 + hm$$

$$SP4 = -1.201 - 0.174$$

$$SP4 = -1.375 \text{ in. de agua}$$

*Pérdida de presión debida a contracción brusca.*

*De la tabla Num 2.7. obtenemos la fórmula:*

$$SP_{n+1} = SP_n - (VP_{n+1} - VP_n) - K(VP_{n+1}) \quad (2.54)$$

**Teniendo:**

$$SP_n = -1.375$$

$$VP_{n+1} = 1.21$$

$$VP_n = 0.87$$

$$K = 0.2$$

**Reemplazando:**

$$SP5 = -1.375 - (1.21 - 0.87) - 0.2(1.21)$$

$$SP5 = -1.957 \text{ in. de agua}$$

*Donde SP5 es nuestra caída de presión total dentro del transportador vibratorio.*

*A continuación procederemos a calcular la caída de presión en el tramo correspondiente desde la salida del transportador vibratorio hasta la entrada al ventilador.*

*Pérdida de presión debido a codo.*

*Por medio de la tabla Num. 2.9. y teniendo como datos:*

$$R = 1.64 \text{ feet}$$

$$W = 1.01 \text{ feet}$$

$$D = 0.656 \text{ feet}$$

*Hallamos que nuestro factor de pérdida de presión para este caso es 0.15.*

$$h_c = 0.15 * 1.21$$

$$h_c = 0.1815 \text{ in. de agua}$$

*Pérdida de presión por fricción*

*Con la tabla Num. 2.11 hallamos  $f$ . Aplicando la fórmula (2.51) calculamos  $h_f$ .*

**Tenemos:**

$$f = 2 \text{ in} / 100 \text{ feet}$$

$$l = 1.31 \text{ feet}$$

**Reemplazando:**

$$h_f = 0.026 \text{ in. de agua}$$

*Pérdida de presión debida a contracción.*



Teniendo como dato un ángulo de 10 grados tomamos de la tabla Num. 2.7. nuestro factor  $L$  de pérdida de presión, de esta misma tabla obtenemos la fórmula:

$$SP_{n+1} = SP_n - (VP_{n+1} - VP_n) - L(VP_{n+1} - VP_n) \quad (2.55)$$

**Teniendo:**

$$SP_n = h_c + h_f = 0.1815 + 0.026 = SP_6 = -0.2075$$

$$VP_{n+1} = 1.29$$

$$VP_n = 1.21$$

$$L = 0.06$$

**Reemplazando:**

$$SP_7 = -0.2075 - (1.29 - 1.21) - 0.06(1.29 - 1.21)$$

$$SP_7 = -0.297 \text{ in. de agua}$$

**Pérdida de presión por fricción.**

De la Tabla Num. 2.11 hallamos nuestro factor de pérdidas de pérdidas por fricción  $f$ .

**Teniendo:**

$$f = 7 \text{ in}/100\text{feet}$$

$$l = 1.6 \text{ feet}$$

Aplicando la fórmula (2.51);

$$hf = (7 \text{ in} / 100 \text{ feet}) * 1.6 \text{ feet}$$

$$hf = 0.112 \text{ in. de agua}$$

*Pérdida de presión producida por expansión.*

*Obteniendo el factor R de la tabla Num. 2.7.  
procedemos a aplicar la fórmula Num. 2.53.*

*Teniendo para este caso:*

$$D2 / D1 = 1.48 \sim 1.5$$

$$\alpha = 9.9 \text{ grados} \sim 10 \text{ grados}$$

**Entonces:**

$$SPn = hf + SP7 = SP8 = 0.112 + 0.297 = -0.409$$

$$R = 0.76$$

$$VPn = 1.29$$

$$VPn+1 = 0.28$$

**Reemplazando:**

$$SP9 = -0.409 + 0.76(1.29 + 0.28)$$

$$SP9 = 0.3586 \text{ in. de agua}$$

*Pérdida de presión total en la zona de succión:*

*Nuestra pérdida de presión total en la zona de succión SP10 será igual a: la de la caída de presión total en el transportador vibratorio más la pérdida*



de presión en la ducteria hasta llegar al ventilador.

$$SP_{10} = SP_5 + SP_9$$

**Reemplazando:**

$$SP_{10} = -1.957 + 0.3586$$

$$SP_{10} = -1.5984 \text{ in. de agua}$$

A continuación procederemos a calcular las pérdidas de presión en la zona de expulsión.

*\*Pérdidas a la salida del ventilador.*

Utilizando la tabla Num. 2.10, teniendo como ángulo de entrada 15 grados obtenemos un factor de pérdida de presión de 0.15.

$$h_s = 0.15 * 0.37$$

$$h_s = 0.055 \text{ in. de agua}$$

*\*Pérdidas de presión por rozamiento en tuberías.*

Utilizando la tabla Num. 2.11, obtenemos nuestro  $f$ .

Teniendo para nuestro caso:

$$f = 2 \text{ in/100 feet}$$

$$l = 16.04 \text{ feet}$$

Aplicamos la fórmula (2.51);

$$h_f = (2 \text{ in} / 100 \text{ feet}) * 16.04 \text{ feet}$$

$$h_f = 0.32 \text{ in. de agua.}$$

*Pérdida de presión producida por codo.*

De la tabla Num. 2.9. tenemos que para un  $R=2D$  nuestro factor de pérdida de presión  $k$  es 0.27; con esto procedemos al cálculo.

$$h_c = 0.27 * 0.77$$

$$h_c = 0.207 \text{ in. de agua}$$

*Pérdida de presión en el ciclón.*

Para efectos del cálculo de esta caída de presión aplicamos la fórmula (ref. 9) :

$$h_{ci} = 0.013 * \quad * V^2 \quad (2.56)$$

*Donde :*

$h_{ci}$  = pérdida de presión producida por el ciclón (in de agua)

= densidad de la mezcla polvo-gas (lb/pie )

$V$  = velocidad del gas a la entrada del ciclón (fpm)

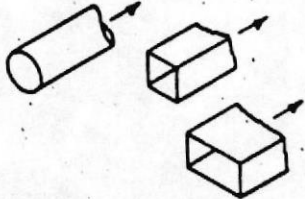
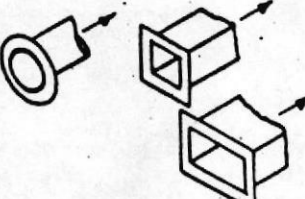
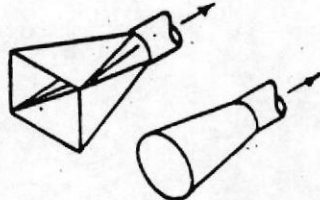
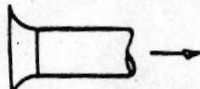
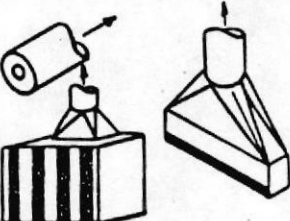
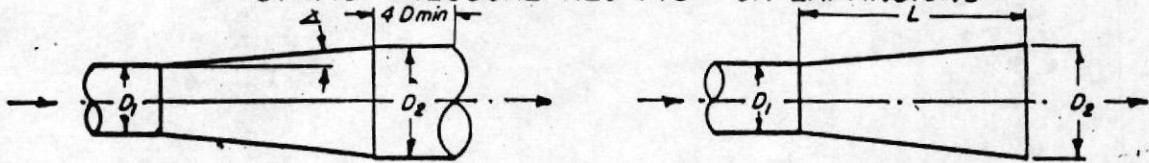
HOOD TYPE	COEFFICIENT OF ENTRY, $C_e$	ENTRY LOSS
	0.72	0.93 VP
	0.82	0.49 VP
	Varies with angle of taper or cone. See Fig. 6-10	
	0.98	0.04 VP
	See Fig. 6-10	

Tabla 2.6.

COEFICIENTES DE PERDIDAS  
DE PRESION A LA ENTRADA

STATIC PRESSURE REGAINS FOR EXPANSIONS



Within duct

Regain (R), fraction of VP difference					
Taper angle degrees	Diameter ratios $D_2/D_1$				
	1.25:1	1.5:1	1.75:1	2:1	2.5:1
3 1/2	0.92	0.88	0.84	0.81	0.75
5	0.88	0.84	0.80	0.76	0.68
10	0.85	0.76	0.70	0.63	0.53
15	0.83	0.70	0.62	0.55	0.43
20	0.81	0.67	0.57	0.48	0.43
25	0.80	0.65	0.53	0.44	0.28
30	0.79	0.63	0.51	0.41	0.25
Abrupt 90	0.77	0.62	0.50	0.40	0.25

Where:  $SP_2 = SP_1 + R(VP_1 - VP_2)$

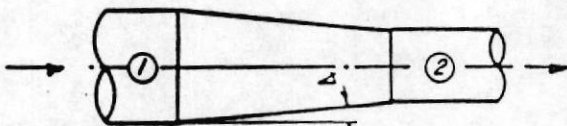
At end of duct

Regain (R), fraction of inlet VP						
Taper length to inlet diam L/D	Diameter ratios $D_2/D_1$					
	1.2:1	1.3:1	1.4:1	1.5:1	1.6:1	1.7:1
10:1	0.37	0.39	0.38	0.35	0.31	0.27
1.5:1	0.39	0.46	0.47	0.46	0.44	0.41
20:1	0.42	0.49	0.52	0.52	0.51	0.49
3.0:1	0.44	0.52	0.57	0.59	0.60	0.59
4.0:1	0.45	0.55	0.60	0.63	0.63	0.64
5.0:1	0.47	0.56	0.62	0.65	0.66	0.68
7.5:1	0.48	0.58	0.64	0.68	0.70	0.72

Where:  $SP_1 = SP_2 - R(VP_1)$   
 When  $SP_2 = 0$  (atmosphere)  $SP$  will be (-)

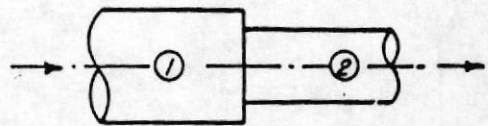
The regain (R) will only be 70% of value shown above when expansion follows a disturbance or elbow (including a fan) by less than 5 duct diameters.

STATIC PRESSURE LOSSES FOR CONTRACTIONS



Tapered contraction  
 $SP_2 = SP_1 - (VP_2 - VP_1) - L(VP_2 - VP_1)$

Taper angle degrees	L(loss)
5	0.05
10	0.06
15	0.08
20	0.10
25	0.11
30	0.13
45	0.20
60	0.30



Abrupt contraction  
 $SP_2 = SP_1 - (VP_2 - VP_1) - K(VP_2)$

Ratio $A_2/A_1$	K
0.1	0.48
0.2	0.46
0.3	0.42
0.4	0.37
0.5	0.32
0.6	0.26
0.7	0.20

A = duct area, sq ft

Tabla 2.7.

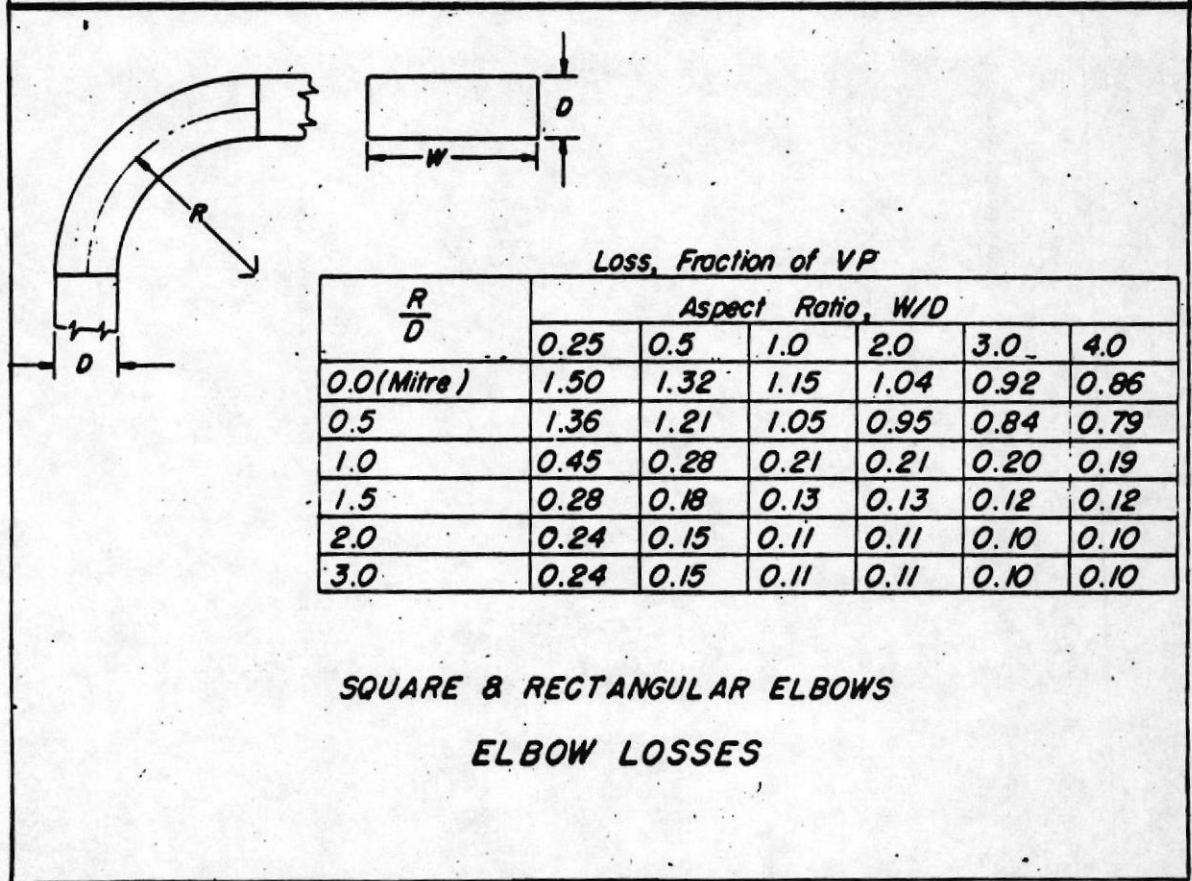
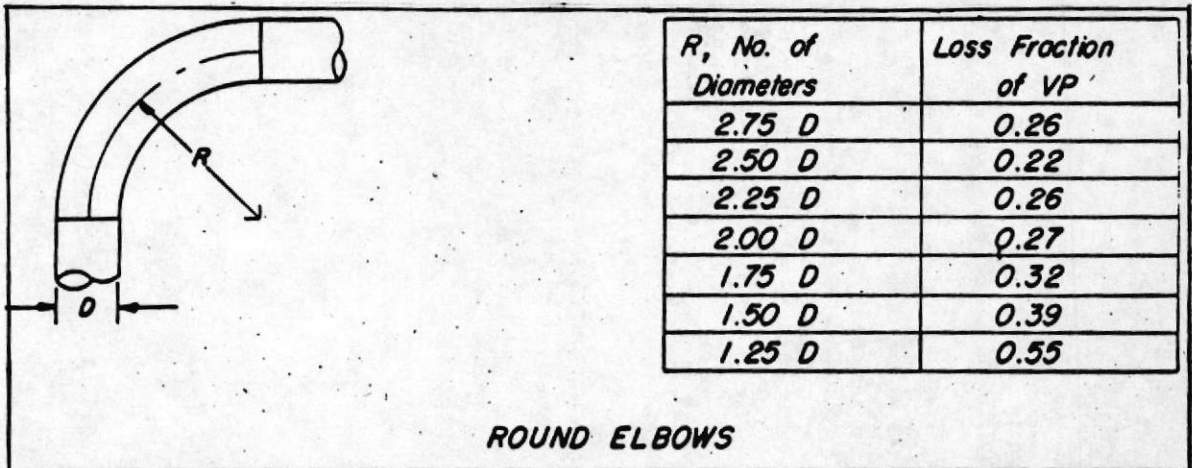
COEFICIENTES DE PERDIDAS  
 DE PRESION PARA CONTRACCIONES  
 Y EXPANSIONES

VP	V	VP	V	VP	V	VP	V	VP	V
0.01	401	0.52	2888	1.03	4065	1.54	4970	2.05	5734
0.02	566	0.53	2916	1.04	4084	1.55	4986	2.06	5748
0.03	694	0.54	2943	1.05	4104	1.56	5002	2.07	5762
0.04	801	0.55	2970	1.06	4123	1.57	5018	2.08	5776
0.05	896	0.56	2997	1.07	4143	1.58	5034	2.09	5790
0.06	981	0.57	3024	1.08	4162	1.59	5050	2.10	5804
0.07	1060	0.58	3050	1.09	4181	1.60	5056	2.11	5818
0.08	1133	0.59	3076	1.10	4200	1.61	5082	2.12	5831
0.09	1202	0.60	3102	1.11	4220	1.62	5098	2.13	5845
0.10	1266	0.61	3128	1.12	4238	1.63	5113	2.14	5859
0.11	1328	0.62	3153	1.13	4257	1.64	5129	2.15	5872
0.12	1387	0.63	3179	1.14	4276	1.65	5145	2.16	5886
0.13	1444	0.64	3204	1.15	4295	1.66	5160	2.17	5900
0.14	1499	0.65	3229	1.16	4314	1.67	5176	2.18	5913
0.15	1551	0.66	3254	1.17	4332	1.68	5191	2.19	5927
0.16	1602	0.67	3278	1.18	4351	1.69	5207	2.20	5940
0.17	1651	0.68	3303	1.19	4369	1.70	5222	2.21	5954
0.18	1699	0.69	3327	1.20	4387	1.71	5237	2.22	5967
0.19	1746	0.70	3351	1.21	4406	1.72	5253	2.23	5981
0.20	1791	0.71	3375	1.22	4424	1.73	5268	2.24	5994
0.21	1835	0.72	3398	1.23	4442	1.74	5283	2.25	6008
0.22	1879	0.73	3422	1.24	4460	1.75	5298	2.26	6021
0.23	1921	0.74	3445	1.25	4478	1.76	5313	2.27	6034
0.24	1962	0.75	3468	1.26	4495	1.77	5328	2.28	6047
0.25	2003	0.76	3491	1.27	4513	1.78	5343	2.29	6061
0.26	2042	0.77	3514	1.28	4531	1.79	5358	2.30	6074
0.27	2081	0.78	3537	1.29	4549	1.80	5373	2.31	6087
0.28	2119	0.79	3560	1.30	4566	1.81	5388	2.32	6100
0.29	2157	0.80	3582	1.31	4584	1.82	5403	2.33	6113
0.30	2194	0.81	3605	1.32	4601	1.83	5418	2.34	6126
0.31	2230	0.82	3627	1.33	4619	1.84	5433	2.35	6140
0.32	2266	0.83	3649	1.34	4636	1.85	5447	2.36	6153
0.33	2301	0.84	3671	1.35	4653	1.86	5462	2.37	6166
0.34	2335	0.85	3692	1.36	4671	1.87	5477	2.38	6179
0.35	2369	0.86	3714	1.37	4688	1.88	5491	2.39	6192
0.36	2403	0.87	3736	1.38	4705	1.89	5506	2.40	6205
0.37	2436	0.88	3757	1.39	4722	1.90	5521	2.41	6217
0.38	2469	0.89	3778	1.40	4739	1.91	5535	2.42	6230
0.39	2501	0.90	3799	1.41	4756	1.92	5550	2.43	6243
0.40	2533	0.91	3821	1.42	4773	1.93	5564	2.44	6256
0.41	2564	0.92	3841	1.43	4790	1.94	5578	2.45	6269
0.42	2596	0.93	3862	1.44	4806	1.95	5593	2.46	6282
0.43	2626	0.94	3883	1.45	4823	1.96	5607	2.47	6294
0.44	2657	0.95	3904	1.46	4839	1.97	5621	2.48	6307
0.45	2687	0.96	3924	1.47	4856	1.98	5636	2.49	6320
0.46	2716	0.97	3944	1.48	4872	1.99	5650	2.50	6332
0.47	2746	0.98	3965	1.49	4889	2.00	5664	2.60	6458
0.48	2775	0.99	3985	1.50	4905	2.01	5678	2.70	6581
0.49	2804	1.00	4005	1.51	4921	2.02	5692	2.80	6702
0.50	2832		4025	1.52	4938	2.03	5706	2.90	6820
0.51	2860		4045	1.53	4954	2.04	5720	3.00	6937

Tabla 2.8.

CONVERSION DIRECTA

PARA HALLAR VP



**Tabla 2.9.**  
**COEFICIENTES DE CAIDA DE**  
**PRESION PARA CODOS**

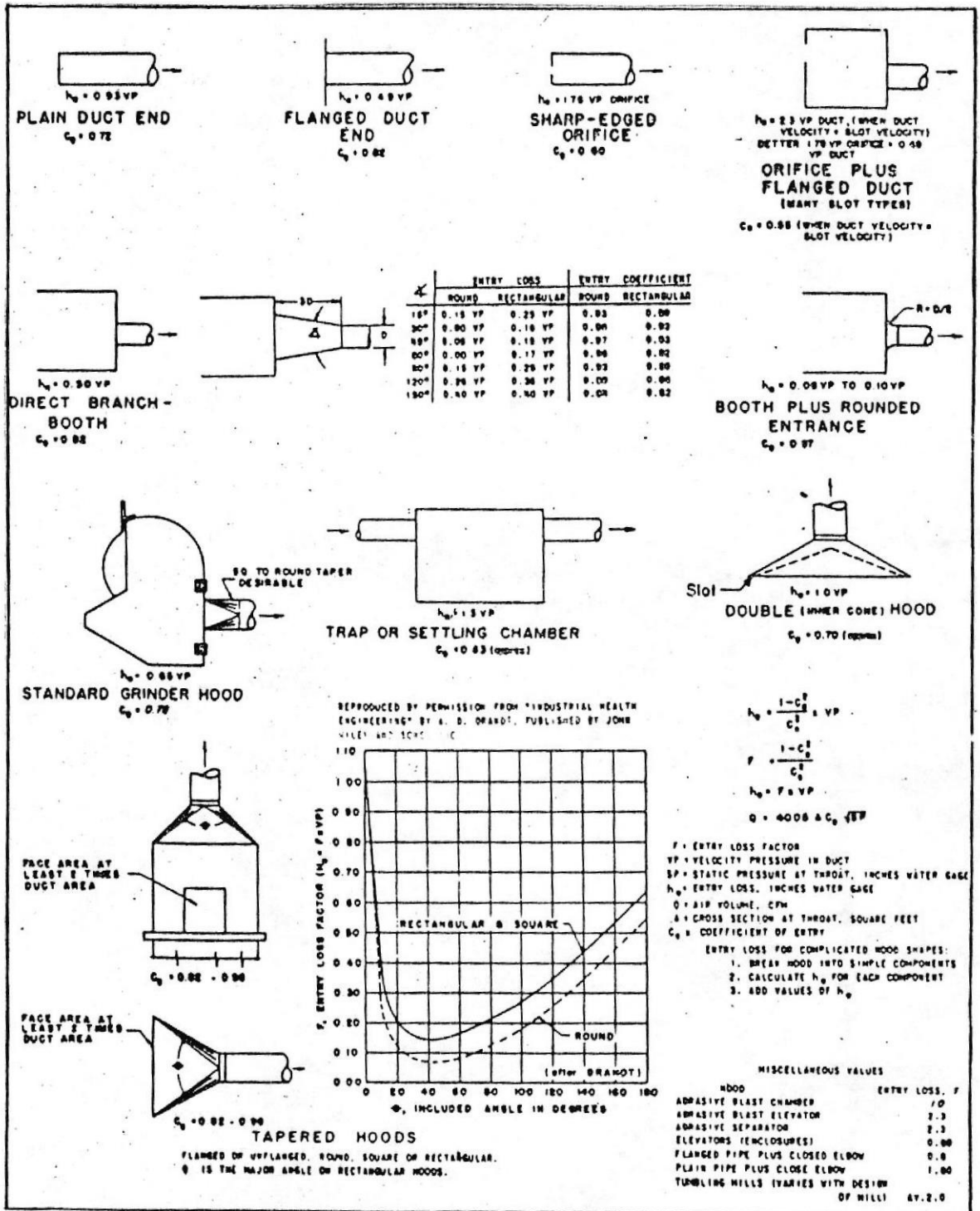


Tabla 2.10.

COEFICIENTES DE PERDIDAS  
 DE PRESION A LA SALIDA



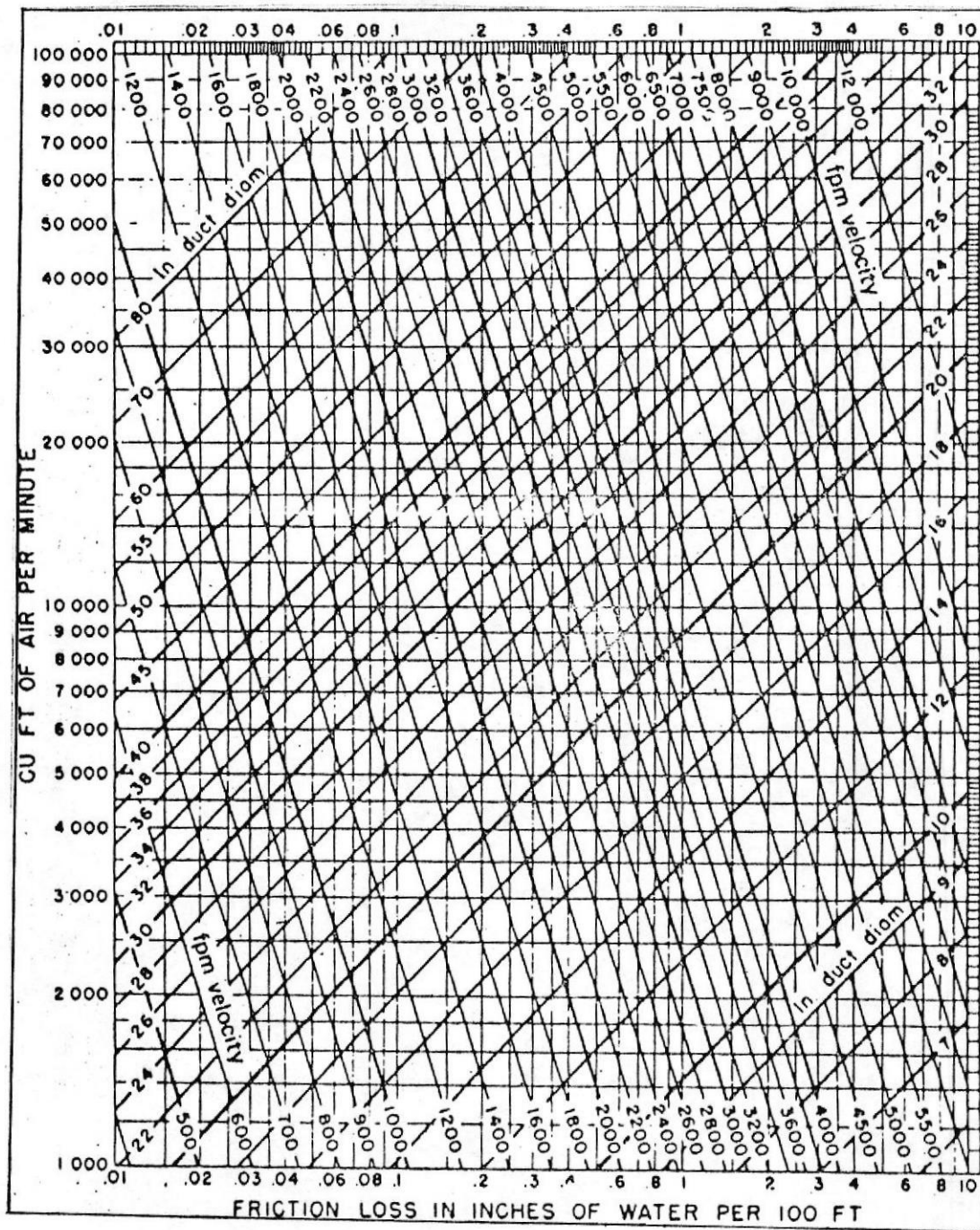


Tabla 2.11.

PERDIDAS DE PRESION POR  
 FRICCION PARA DUCTOS  
 CIRCULARES

**Reemplazando:**

$$h_{ci} = 0.013 * 5.66 * (3680)^2$$

$$h_{ci} = 1.65 \text{ in. de agua}$$

**Caída de presión total en la zona de expulsión.**

$$SP_{11} = h_s + h_f + h_c + h_{ci}$$

$$SP_{11} = 0.055 + 0.32 + 0.207 + 1.65$$

$$SP_{11} = 2.23 \text{ in. de agua}$$

**Pérdida de presión total en el sistema**

**La caída de presión total del sistema será igual a:**

$$SP_t = SP_{10} + SP_{11}$$

$$SP_t = 1.598 + 2.232$$

$$SP_t = 3.83 \text{ in. de agua}$$

## **2.5 SELECCION DEL VENTILADOR.**

Una vez obtenida la caída de presión total de nuestro sistema, procedemos junto con nuestro flujo de trabajo a seleccionar un ventilador que satisfaga éstas dos condiciones.

**Teniendo:**

$Q = 2800 \text{ cfm}$

$S_{Pt} = 3.83 \text{ in. de agua}$

*Nuestro modelo de ventilador seleccionado es:*

**Marca : GREENHECK**

**Modelo: SWV - 18**

**Q : 3300 cfm.**

**SP : 4 in. de agua**

**RPM : 1874 RPM.**

**POT : 3.45 HP.**

## **2.6 DIMENSIONAMIENTO DEL CICLON.**

*Debido a que el dimensionamiento de los ciclones se lo realiza a partir de datos empíricos, los cuales fueron obtenidos en condiciones de prueba para situaciones particulares de funcionamiento, razón por la cual para lograr una mayor eficiencia en nuestro ciclón nos hemos visto obligados a sobredimensionar las medidas recomendadas en la tabla Num. 5.8 (ref. 6).*

*Las medidas del ciclón han sido tomadas en función*

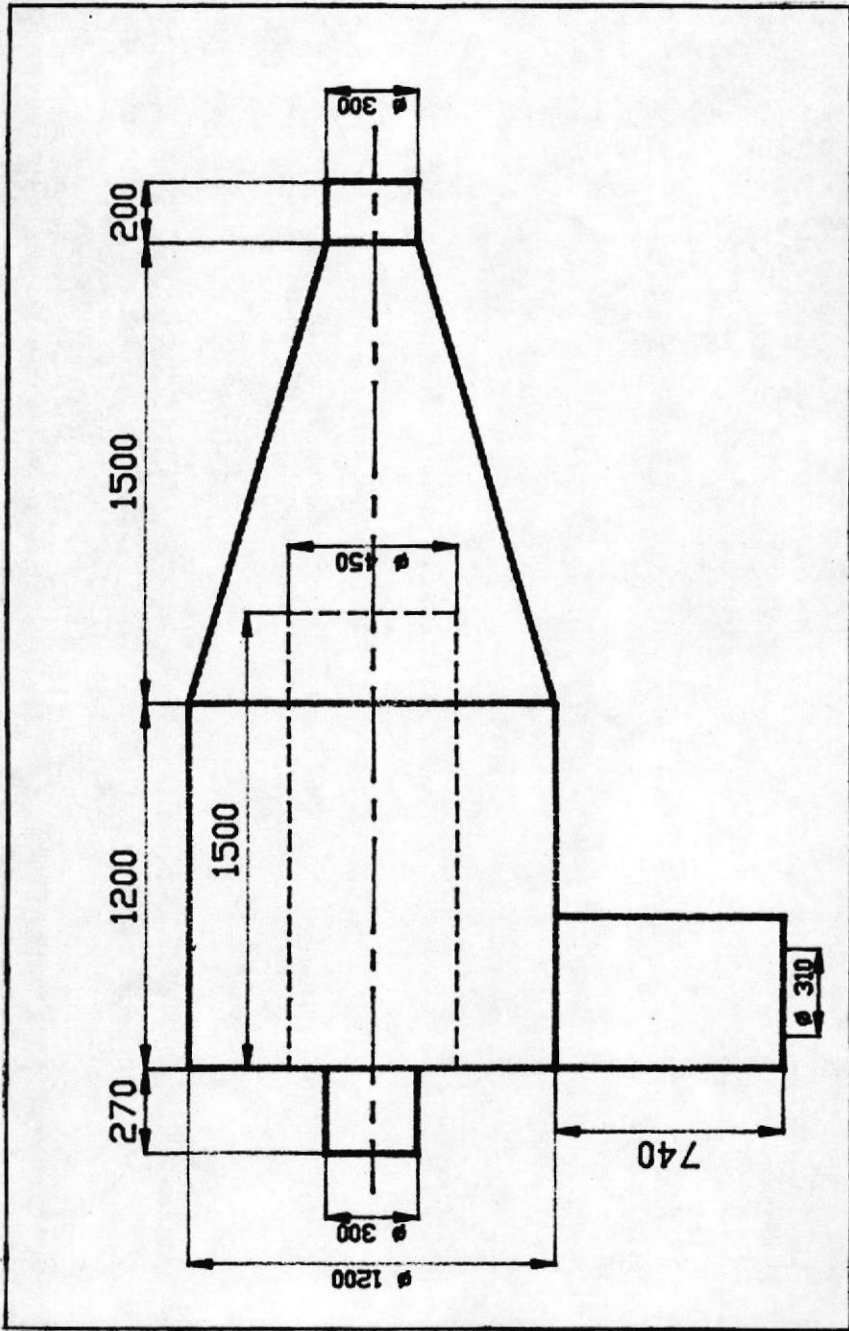
del diámetro de la tubería de entrada del gas al mismo.

PARTE		PROPORCION	VALOR (cm.)
DIAMETRO DE LA TUBERIA	(D0)	1*D0	30
LONGITUD DEL CILINDRO	(L1)	4*D0	120
LONGITUD DEL CONO	(L2)	5*D0	150
DIAMETRO DEL CILINDRO DE DE SALIDA DE AIRE	(D1)	1*D0	30
DIAMETRO DEL CILINDRO DE SALIDA DE POLVO	(D2)	1*D0	30
DIAMETRO EXTERIOR	(D3)	4*D0	120
DIAMETRO DEL LOCALIZADOR DEL VORTICE	(D4)	1.5*D0	45
LARGO DEL LOCALIZADOR DEL VORTICE	(L3)	5*D0	150



DIBUJO DE CICLON

Figura 2.8



## CAPITULO III

### FABRICACION Y MONTAJE

#### 3.1 DIAGRAMA DE PROCESO DE FABRICACION

Debido a que el método Pert presenta facilidades para su interpretación y permite presentar de modo ordenado la dependencia de las actividades que las componen ha sido escogido como herramienta para presentar nuestro proceso de fabricación.

Nuestro sistema consta de la zaranda, los ductos para transporte neumático y el ciclón.

Nuestra descripción de los eventos de fabricación incluyen:

*MP* = el tiempo más optimista en minutos

*ML* = el tiempo más probable en minutos

*MP* = el tiempo más pesimista en minutos

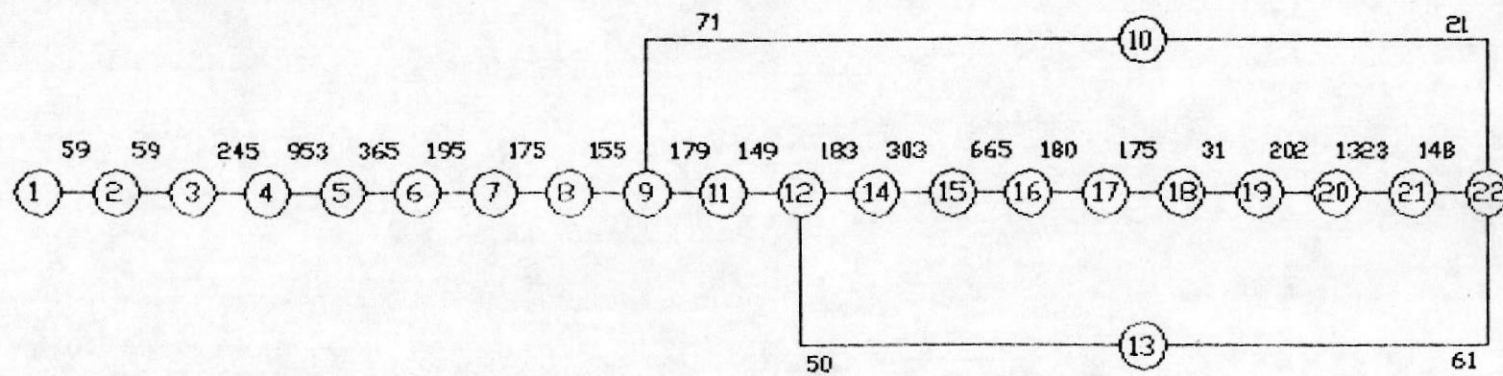
*Et* = el tiempo esperado también en minutos

calculado mediante la fórmula:

$$Et = (MP + 4ML + MO)/6 \quad (3.1)$$

En la siguiente tabla describiremos cada uno de los eventos de nuestro proceso de fabricación con sus respectivas estimaciones de tiempo.

Eventos	Descripción	MO	ML	MP	Et
1-2	Orden de fabric. de resortes	40	60	75	59
2-3	Orden de fabric. de cauchos	40	60	75	59
3-4	Comprar mater.elab. zaranda	210	240	300	245
4-5	Construc.cuerpo de zaranda	780	960	1100	953
5-6	Construcción de base	270	360	480	365
6-7	Comprar motor vibratorio	150	200	215	195
7-8	Montaje de motor	120	180	210	175
8-9	Ensamblar zaranda	130	150	200	155
9-10	Probar zaranda	60	70	85	71
10-22	Limpieza de zaranda	18	20	25	21
9-11	Comprar mat.elab.de ductos	150	180	200	179
11-12	Comprar ventilador	110	150	180	149
12-13	Probar ventilador	40	50	55	50
13-22	Poner a punto ventilador	55	60	70	61
12-14	Cortar planchas para ductos	135	190	200	183
14-15	Rolar ductos	250	300	370	303
15-16	Soldar ductos	600	660	750	665
16-17	Comprar mat.elab. ciclón	160	180	200	180
17-18	Cortar planchas para ciclón	120	180	210	175
18-19	Cortar tubos p' base ciclón	25	30	40	31
19-20	Rolar planchas	180	200	230	202
20-21	Soldadura	1100	1320	1550	1323 <sub>x</sub>
21-22	Pintar todo el sistema	120	150	170	148



**Figura 3.1.**  
**GRAFICO PERT DE PROCESO DE FABRICACION**

Analizando la fig Num. 3.1 nos podemos dar cuenta que nuestra ruta que consume mas tiempo o nuestro camino crítico, es el dado por los eventos 1-2-3-4-5-6-7-8-9-11-12-14-15-16-17-18-19-20-21-22 para el cual el tiempo total esperado es de 5734 minutos.

### 3.2 DIAGRAMA DE PROCESO DE MONTAJE

Por las mismas razones expuestas en el literal Num. 3.1 hemos escogido al método Pert como medio para representar nuestro proceso de montaje.

En la siguiente tabla describimos cada uno de los eventos que corresponden a nuestro proceso de montaje.

Eventos	Descripción	MO	ML	MP	Et
1-2	Transporte de personal	140	155	180	157
2-3	Preparar herramientas y equipos	60	140	160	130
3-4	Desmontar sistema antiguo	140	180	210	177
4-5	Montaje de zaranda y ductos de entrada y de salida	300	360	450	365
5-6	Montaje de ventilador	35	40	50	41
6-7	Montaje de ductos para transporte neumático	250	300	420	362

7-8	Montaje de ciclón	120	140	170	142
2-8	Limpieza	25	30	35	30

Al igual que en el literal anterior, de la fig. Num. 3.2 podemos obtener nuestro camino crítico para el montaje de nuestro sistema, el cual lo constituye la ruta 1-2-3-4-5-6-7-8, para lo cual el tiempo total esperado es de 1374 minutos.

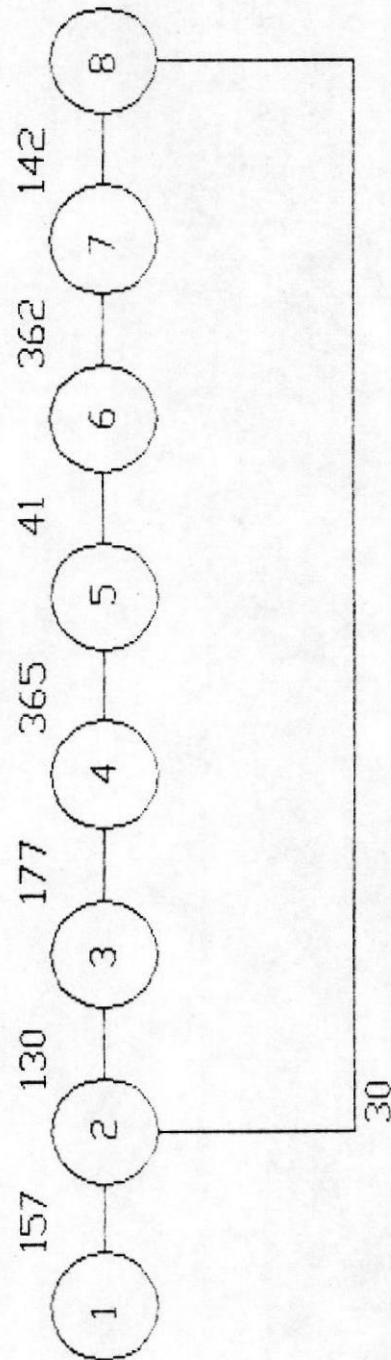


Figura 3.2.  
GRAFICO PERT DE PROCESO DE MONTAJE

### **3.3 PUESTA A PUNTO DEL SISTEMA**

*Debido a que en las pruebas los detalles que se tuvieron que corregir fueron pocos, la puesta a punto de nuestro sistema no tomo problemas, tardándonos al rededor de 60 minutos en dejar el conjunto listo para producción.*

## CAPITULO IV

### ANALISIS DE COSTOS

En este capítulo se presentará los costos de construcción y adquisición de materiales para la elaboración del separador vibro-neumático de polvos.

<b>EQUIPOS Y MATERIALES</b>	<b>CANTIDAD</b>	<b>COSTOS</b>
Motor vibratorio	1	2'250.000.00
Ventilador	1	1'820.000.00
Plancha galvanizada (2240*1220*2)	1	54.000.00
Plancha de acero 1018 (200*200*9.5)	4	20.000.00
Plancha de hierro negro (2240*1220*1.5)	4	162.000.00
Plancha galvanizada (2240*1220*1.5)	3	143.400.00
Plancha de acero 1018 (2240*1220*12.7)	0.5	90.000.00
Canal (80*40*4)	18 m.	75.000.00

Canal (80*50*5)	2 m.	10.000.00
Pernos de acero inoxidable (d=12.7 mm., l=101.6 mm.)	8	16.000.00
Pernos de acero inoxidable (d=9.52 mm., l=101.6 mm.)	4	5.200.00
Pernos de acero inoxidable (d=12.7 mm., l=50.8 mm.)	20	26.000.00
Pernos de acero inoxidable (d=7.93 mm., l=38.1 mm.)	20	10.000.00
Pernos de acero inoxidable (d=7.93 mm., l=50.8 mm.)	20	12.000.00
Pernos de anclaje (d=12.7 mm., l=101.6 mm)	30	90.000.00
Tubo(d=50.8 mm., e=2 mm.)	12 m.	54.000.00
Cauchos	8	120.000.00
Resortes	4	100.000.00
Malla de acero inoxidable	0.5 m <sup>2</sup>	67.000.00
Caucho (e=3 mm.)	1 m <sup>2</sup>	130.000.00
Pintura	3 gal.	72.000.00
Soldadura (E6011)	10 kg.	36.500.00

---

\$ . 5'409.900.00

+10% IVA: \$ . 540.990.00

---

T O T A L \$ . 5'950.890.00

=====

Una vez calculados los costos de materiales y equipos, procederemos a calcular el costo de mano de obra lo cual hacemos tomando como referencia que el costo hombre-máquina de un maestro soldador es \$.15.000.00 y el costo hombre máquina de un oficial es \$8.000.00, multiplicando estos valores por el tiempo total que tomo construir y montar el sistema, tenemos un costo de mano de obra de \$.2'530.000.00.

A los costos hallados hay que agregar un 5% de los costos de construcción, materiales y equipos; debido a gastos imprevistos.

Una vez encontrados los diferentes costos procedemos a calcular el costo total de nuestro sistema.

Costo de materiales y equipos	\$ .5'891.000.00
Costo de mano de obra	\$ .2'530.000.00
Imprevistos	\$ . 424.045.00
	-----
	\$ .8'845.044.00
	=====

El costo total del sistema es \$.8'845.044.00

## **CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES**

**Las conclusiones son las siguientes:**

1. El trabajo de realizar ésta tesis personalmente me ha permitido conocer más a fondo dos aspectos, los cuales son:

-Los fundamentos básicos de la ingeniería del diseño mecánico, en lo que respecta a la utilización de normas, manuales e información técnica. Pilares importantes en la formación de un ingeniero.

-Tener la capacidad y poder asumir la responsabilidad de tomar decisiones, lo cual implica poseer pleno conocimiento de causa de la situación y saber transmitir ésta hacia los obreros, los cuales tienen un papel importante en lo que respecta a la ejecución de las decisiones tomadas.

2. En el aspecto general éste significa un aporte, dentro del plan de desarrollo tecnológico trazado por la

ESPOL, cuyo objetivo principal es generar tecnología propia con el fin de satisfacer las necesidades nacionales. Con éste trabajo estamos contribuyendo a fomentar la confianza del industrial en lo que respecta a la mano de obra y tecnología nacional. Cabe destacar que en la actualidad éste sistema es importado.

3. Con relación al sistema diseñado, se ofrecen ventajas en lo que respecta a la conservación del producto ya que permite transportarlo y separarlo sin que éste sufra ningún cambio, debido a que no entra en contacto con elementos mecánicos. Otra ventaja es la velocidad que alcanza el polvo por la depresión generada en el sistema por el ventilador, lográndose de ésta manera el objetivo de transportar y separar grandes cantidades de polvo permitiendo que el producto eleve su calidad y de esta manera satisfaga plenamente a consumidor.

4. En lo que respecta a la capacidad del equipo se puede decir que es de 37 Kg/h. Pudiéndose utilizar el diseño básico para obtener equipos de mayor o menor capacidad; los mismos que estarían en función de las necesidades de producción establecidas por el usuario.

5. Una de las principales ventajas de este sistema es su bajo costo de fabricación siendo este de, un 50%, en relación con los que presenta la maquinaria importada. Lo cual motivará al empresario a invertir en la industria nacional, evitándose así la fuga de divisas al exterior, logrando de ésta manera cumplir uno de los objetivos de éste trabajo, el cual es el de implementar una tecnología nacional de alta calidad mejorando diversos procesos productivos y aportando al crecimiento del país creando fuentes de trabajo.

6. Los elementos del separador han sido diseñados de tal forma que presentan gran simplicidad para su elaboración e intercambio de partes, permitiendo de ésta manera que la tecnología para construirlo este al alcance de un amplio sector dedicado a la industria metal mecánica.

**Las recomendaciones son las siguientes:**

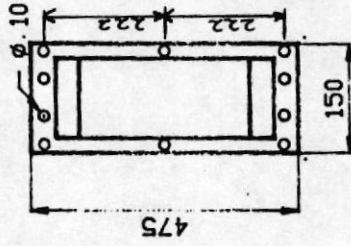
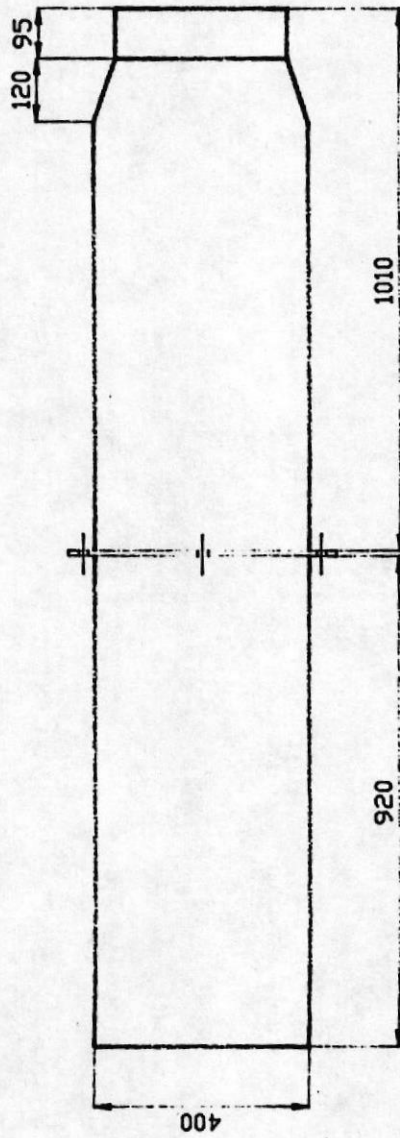
1. Elaborar de un programa mediante el cual se informe e incentive al sector industrial, haciéndole conocer del alcance tecnológico que poseemos en nuestro país, además del verdadero potencial que tiene el Ingeniero Mecánico, el cual no se que da solo en reparar, sino llega a crear


2. Difundir bibliografía e información que trate a cerca de proyectos viables, los cuales creen interés en el sector productivo para poder ser desarrollados.

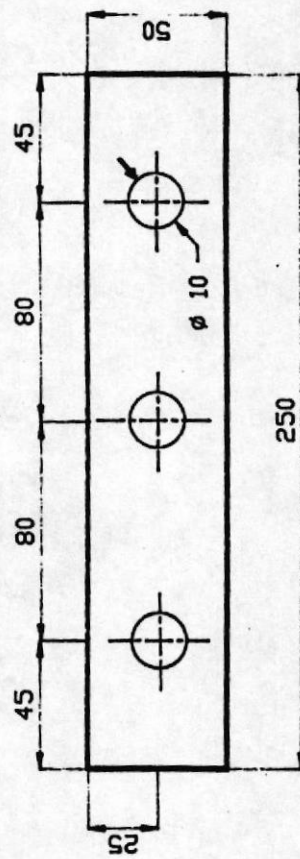
3. Realizar pruebas en el sitio de trabajo del equipo antes y después de ser instalado, las cuales tengan como finalidad medir la eficiencia de colección del equipo, tomando como referencia la cocentración de polvo en el medio de operación del sistema.




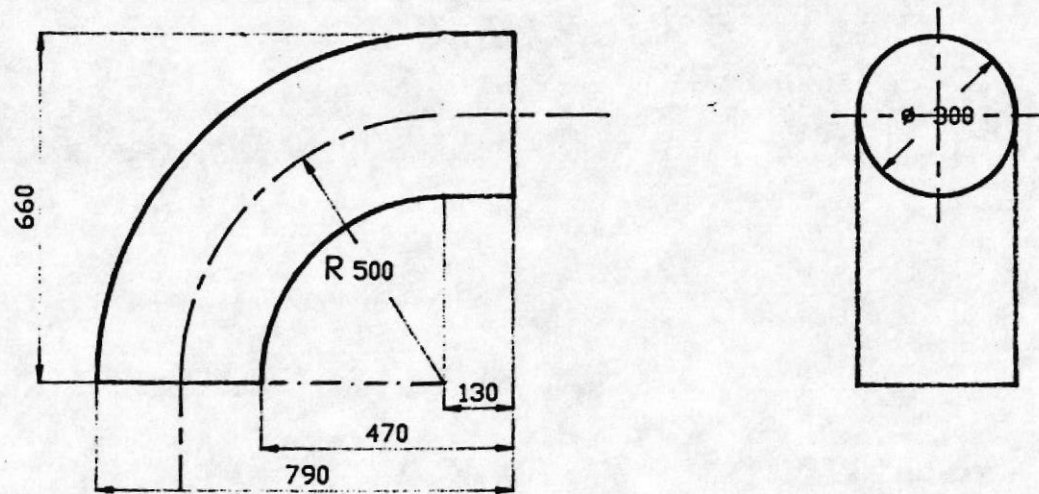
**ANEXO A**  
**(PLANOS)**



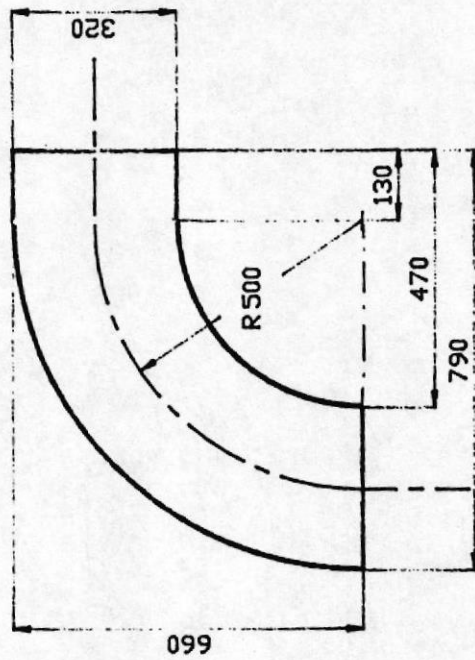
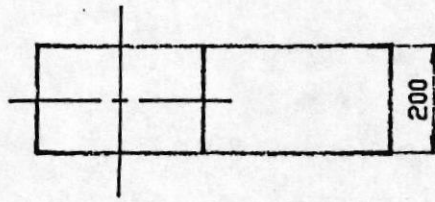
FOLIOS		(PAG)		Facultad de Ingenieria Mecanica	
FECHA	NOMBRE			ESCALA	
14/02/93	Jorge Guerra			1 : 10	
REVISOR	DISEÑADOR			ACOPLE DE DUCTOS	
	MELGUERO				
ESPOL				Material: SAE 1080 galvanizado	
					



RELACIONES	(PESO)	Facultad de Ingenieria Mecanica
FECHA	NUMERO	ESCALA
DESIGNADO 14/10/93	1001	1 : 2.5
APROBADO	HELGUERO	
	HELGUERO	
<b>ESPOL</b>		Material: Plancha de 1/2" AISI 304

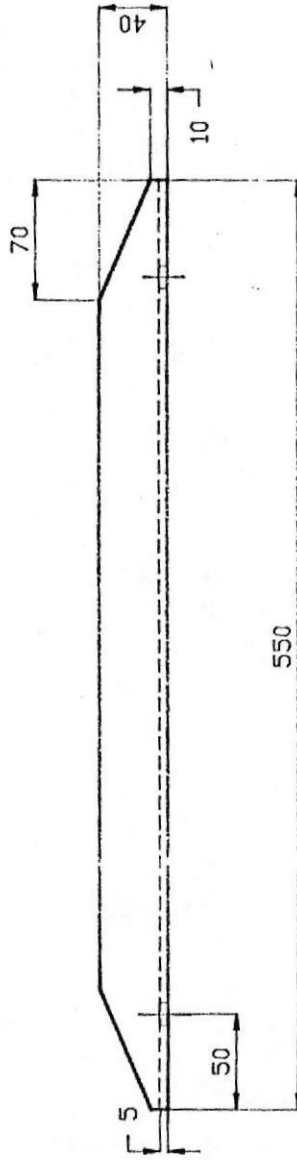
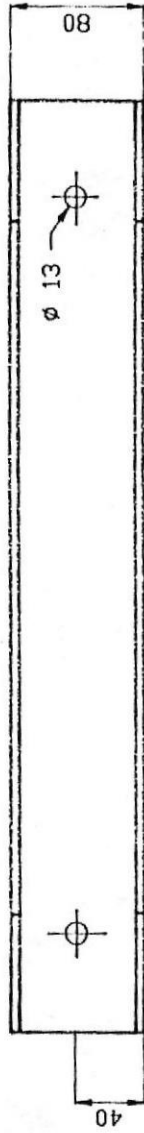


FOLIO Nº		(PESO)	Facultad de Ingeniería Mecánica	
DISEÑO		REVISÓ	CODO CIRCULAR	ESCALA 1 : 10
14/01/20	José Guerra	HELGUERO		
		HELGUERO		
<b>ESPOL</b>			Material: SAE 1080 galvanizado	

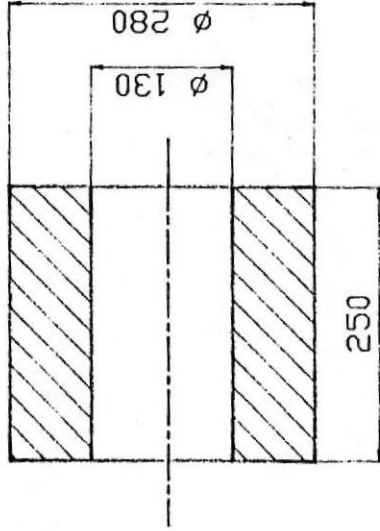


FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA		ESCALA 1 : 10	
CODO RECTANGULAR		Material: SAE 1080 galvanizado	
PROYECTADO	FECHA	APROBADO	ESPOL
REVISADO	FECHA	APROBADO	
ELABORADO	FECHA	APROBADO	

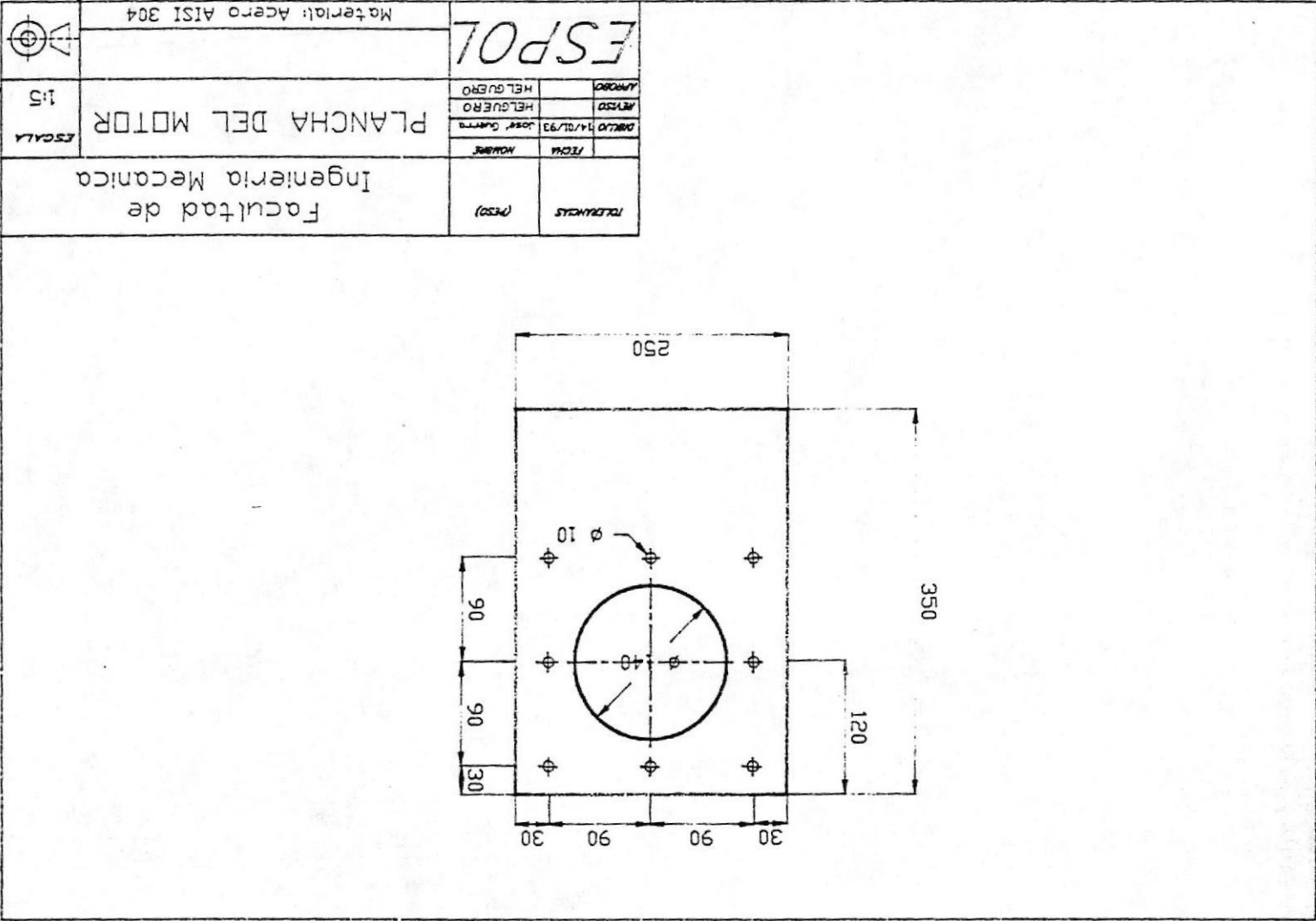




FOLIO NUMEROS		(PISO)		Facultad de Ingenieria Mecanica	
FECHA	NUMERO			ESCALA	
2010/01/11	1001	Jose Guerra		1:5	
REVISOR		HELGUERO			
AUTORIZADO		HELGUERO			
<b>ESPOL</b>				Material: Viga UPN 80x40x4	



TOLIBANQUIS (PROF)		Facultad de Ingeniería Mecánica	
TEMA	ASUNTO	BOCIN	ESCALA
DEBILLO 14/01/93 Jose Guerra	HELGUERO		1:5
ARTISTO	HELGUERO		
JAPROBO	HELGUERO		
ESPOL		Material: Acero A-36 estructural	



ESPOL

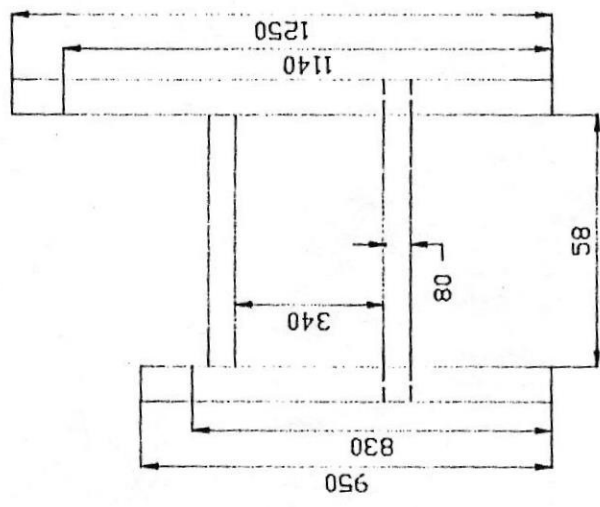
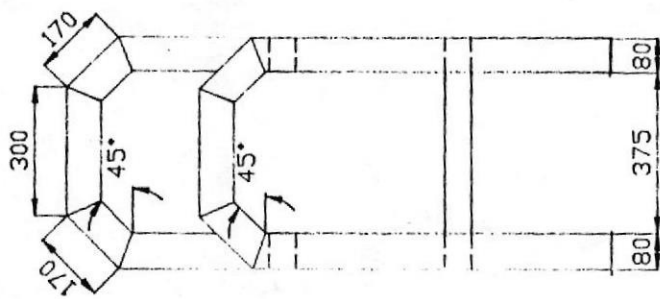
Material: Acero AISI 304

ESCALA 1:5  
PLANCHA DEL MOTOR

Facultad de Ingenieria Mecanica

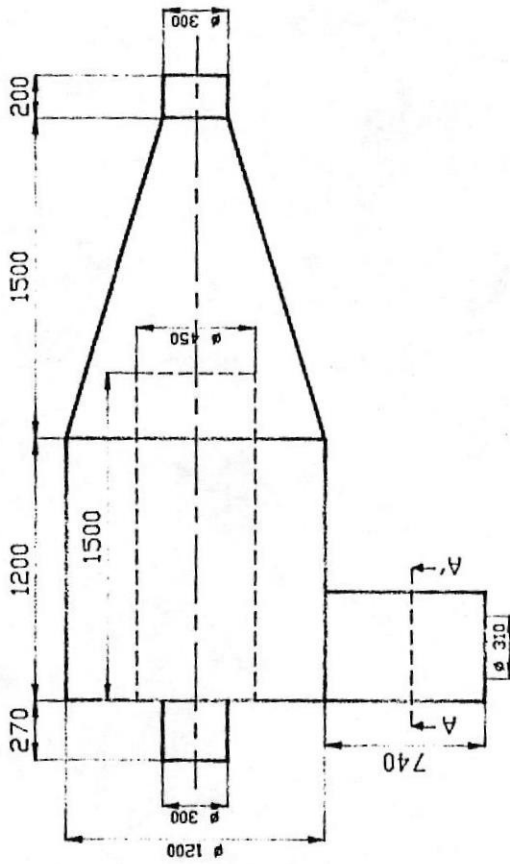
HELGUERO  
HELGUERO  
14/01/93  
JOSE GUERRA  
HELGUERO

TELEMECANICA  
(PESO)

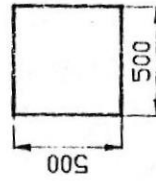


TOLERANCIAS (PISO)		FACULTAD DE Ingeniería Mecánica	
FECHA	AUTORA	BASTIDOR	
DEL 11/11/03	Josef Guzmán		
REVISO	HELGUERO		
APROBADO	HELGUERO	ESCALA 1 : 10	
ESPOL		Material: Viga UPN 80x40x4	

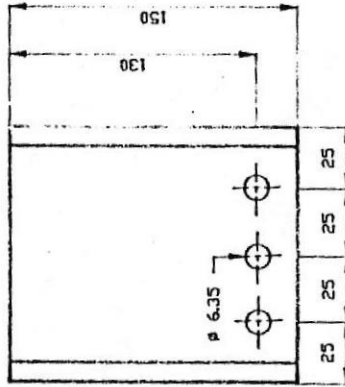
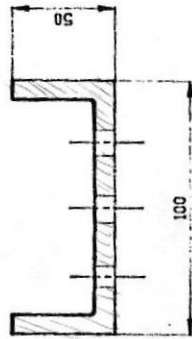




Seccion A - A'




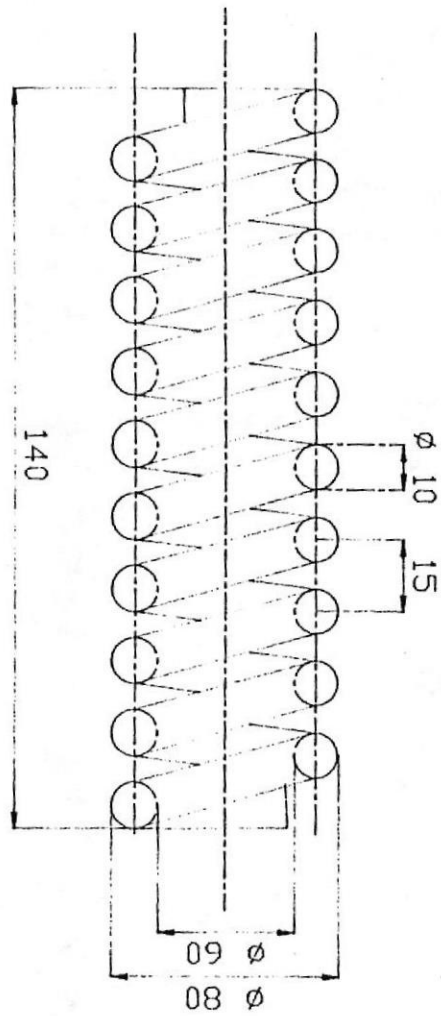
AUTORES	(PESO)	Facultad de Ingenieria Mecanica	
		CICLON	
FECHA	ACADIA	ESCALA	1 : 20
DESARROLLO 14/01/93	Jose Guerra		
ARTISTA	HELGUERO		
APROBADO	HELGUERO		
		Material: SAE 1020	

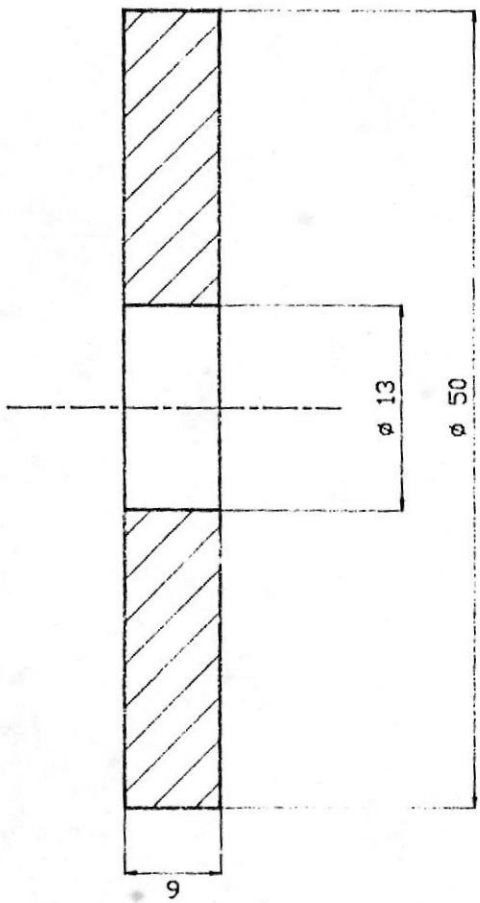


TOLERANCIAS		(MISO)	Facultad de Ingeniería Mecánica	
FECHA	NOMBRE		ESCALA	
DISEÑO 14/01/13	Josef Guerra		1 : 3	
REVISO	HELGUERO			
APROBÓ	HELGUERO			
ESPOL			Material: Viga UPN 100x50x5	



TOLERANCIAS (mm)		FECHA NOVIEMBRE		Facultad de Ingeniería Mecánica	
ARTURO		14/01/93		ESCALA	
ARTE		Jose Guerra		1:5	
HELGUERO		HELGUERO		RESORTE	
HELGUERO		HELGUERO		Material: Acero SAE 6150	
					





TOLERANCIAS (PISO)	Facultad de Ingeniería Mecánica		ESCALA 1 : 3	
	ANILLO			
FECHA	NOMBRE	Material: Acero A-36 estructural		
ANILLO 14/02/93	Josef Guerra			
REVISO	HELGUERO			
APROBO	HELGUERO			

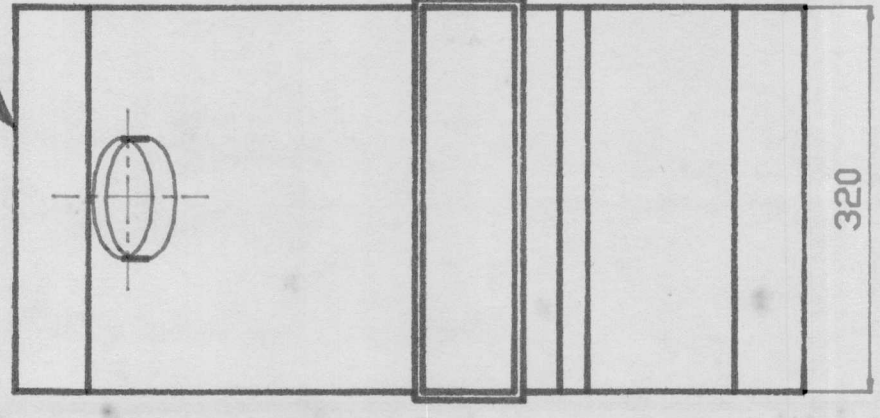
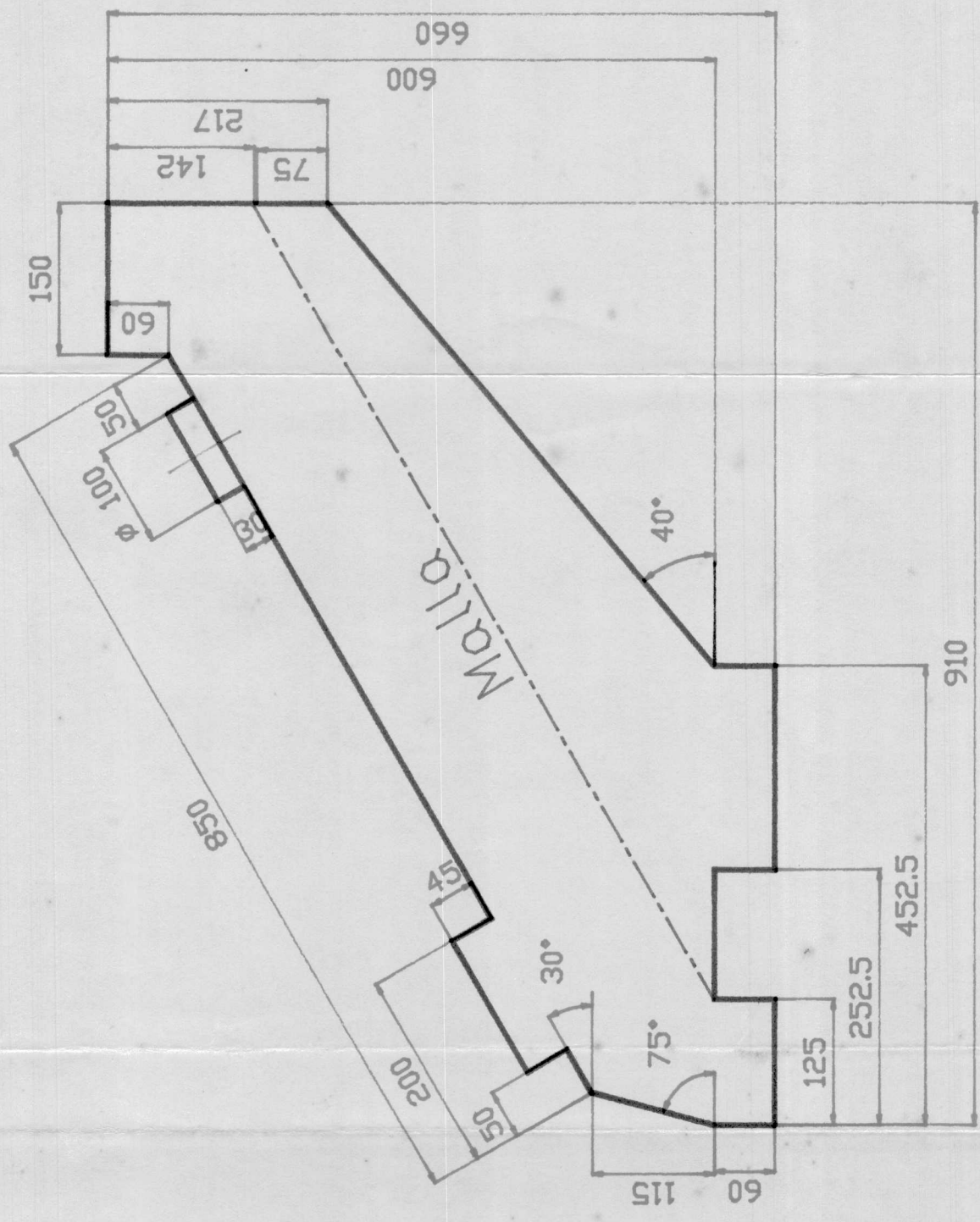
## BIBLIOGRAFIA

1. *ESPOL. Manual de Ventilación Industrial. Guayaquil (Ecuador), 1990.*
2. *SHIGLEY. Diseño en Ingeniería Mecánica. Cuarta Edición. Editorial Mc Graw Hill, 1985.*
3. *SHIGLEY. Diseño en Ingeniería Mecánica. Quinta Edición. Editorial Mc Graw Hill, 1990.*
4. *VARGAS ANGEL. Mantenimiento y Seguridad Industrial. Primera Edición. Editorial Series VZ, 1985.*
5. *GUTMAN. Industrial Uses of Mechanical Vibrations. Primera Edición. Editorial Business Books Limited, 1968.*
6. *WARK KENNETH y WARMER CECIL. Contaminación de Aire. Origen y Control. Primera Edición. Editorial Limusa, 1990.*
7. *STEIDEL ROBERT. Introducción al Estudio de las Vibraciones Mecánicas. Primera Edición. CIA. EDITORIAL CONTINENTAL, S.A. DE C.V, 1981.*
8. *WOODS. Guía Práctica de la Ventilación. Primera Edición. Editorial Blume, 1970.*

9. PERRY JHON, *Manual del Ingeniero Químico, Tercera Edición, Editorial Furnier S. A., 1958.*

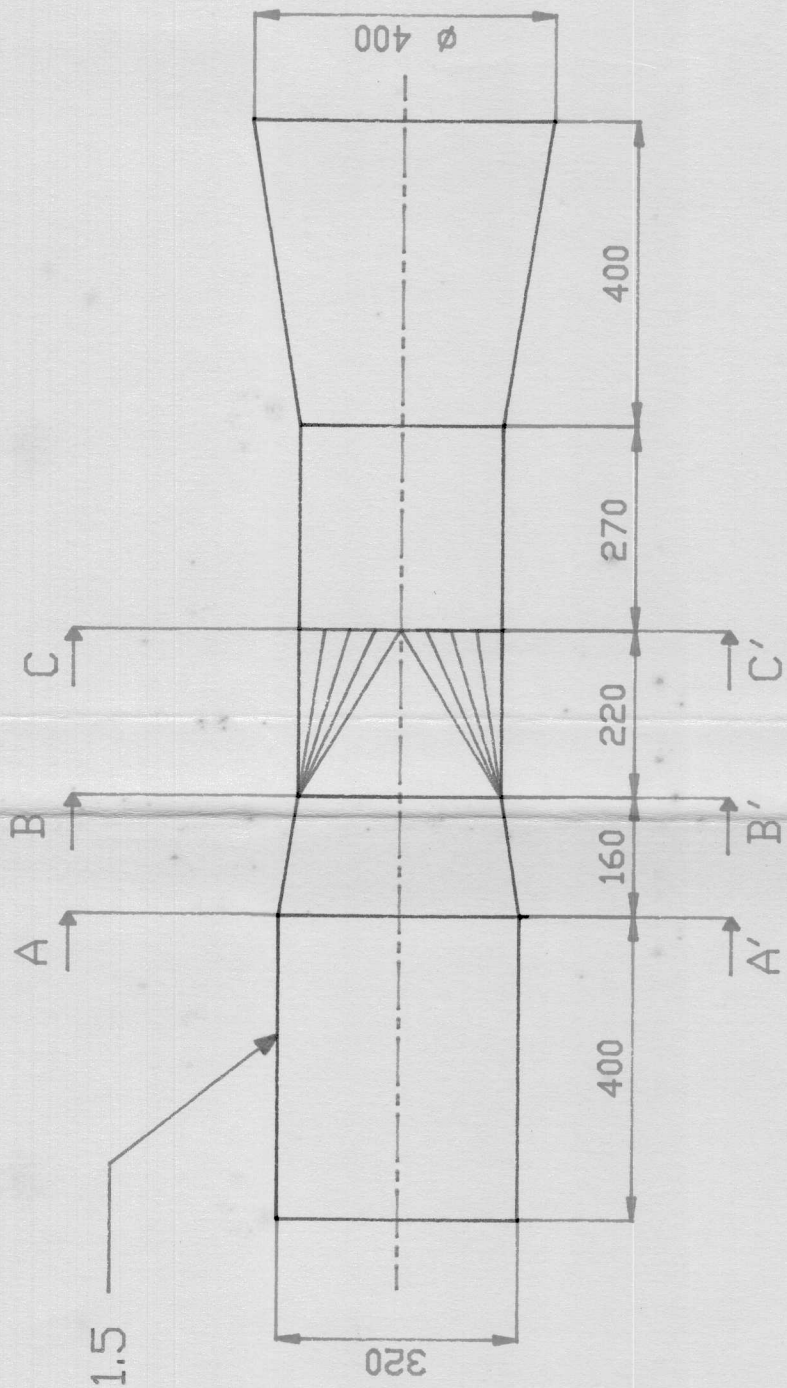


Lamina GAGE 2

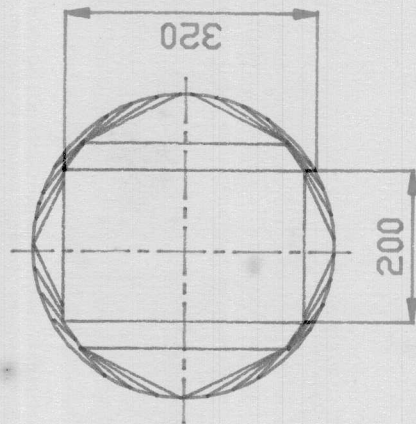


TOLERANCIAS	(PESO)	Facultad de Ingenieria Mecanica	
	FECHA	CUERPO DE LA ZARANDA	
	NOMBRE	ESCALA 1:5	
DIBUJO	14/01/93	Jose' Guerra	
REVISO			
APROBO			
<h1>ESPOL</h1>			
Material: SAE 1080 galvanizado			

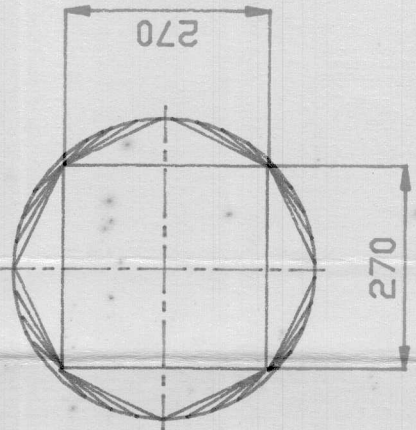
Lamina GAGE 1.5



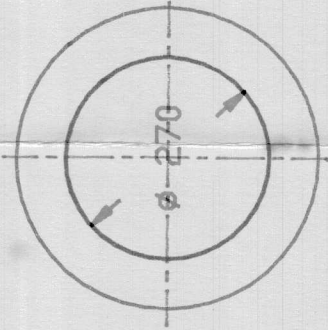
Corte A - A'



Corte B - B'

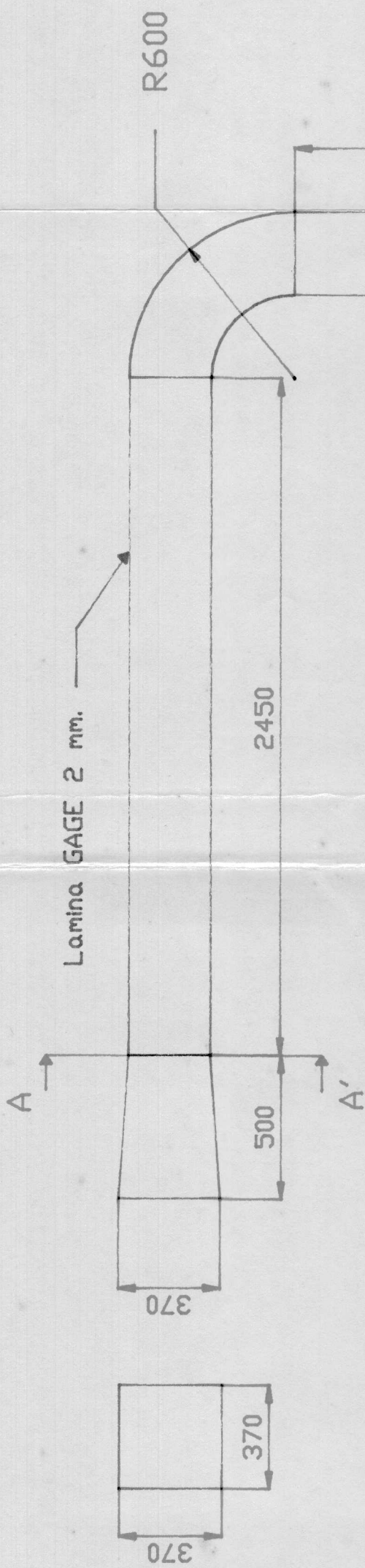


Corte C - C'

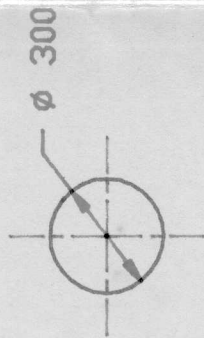


TOLERANCIAS:	PESO:	Facultad de Ingenieria Mecanica	
FECHA	NOMBRE	Escala:	
DIBUJO 16/01/93	JOSE GUERRA	1 : 10	
REVISO		DUCTO DE TRANSPORTE NEUMATICO # 1	
COMPROBADO			
ESPOL			
		Material: SAE 1080	





Seccion A - A'

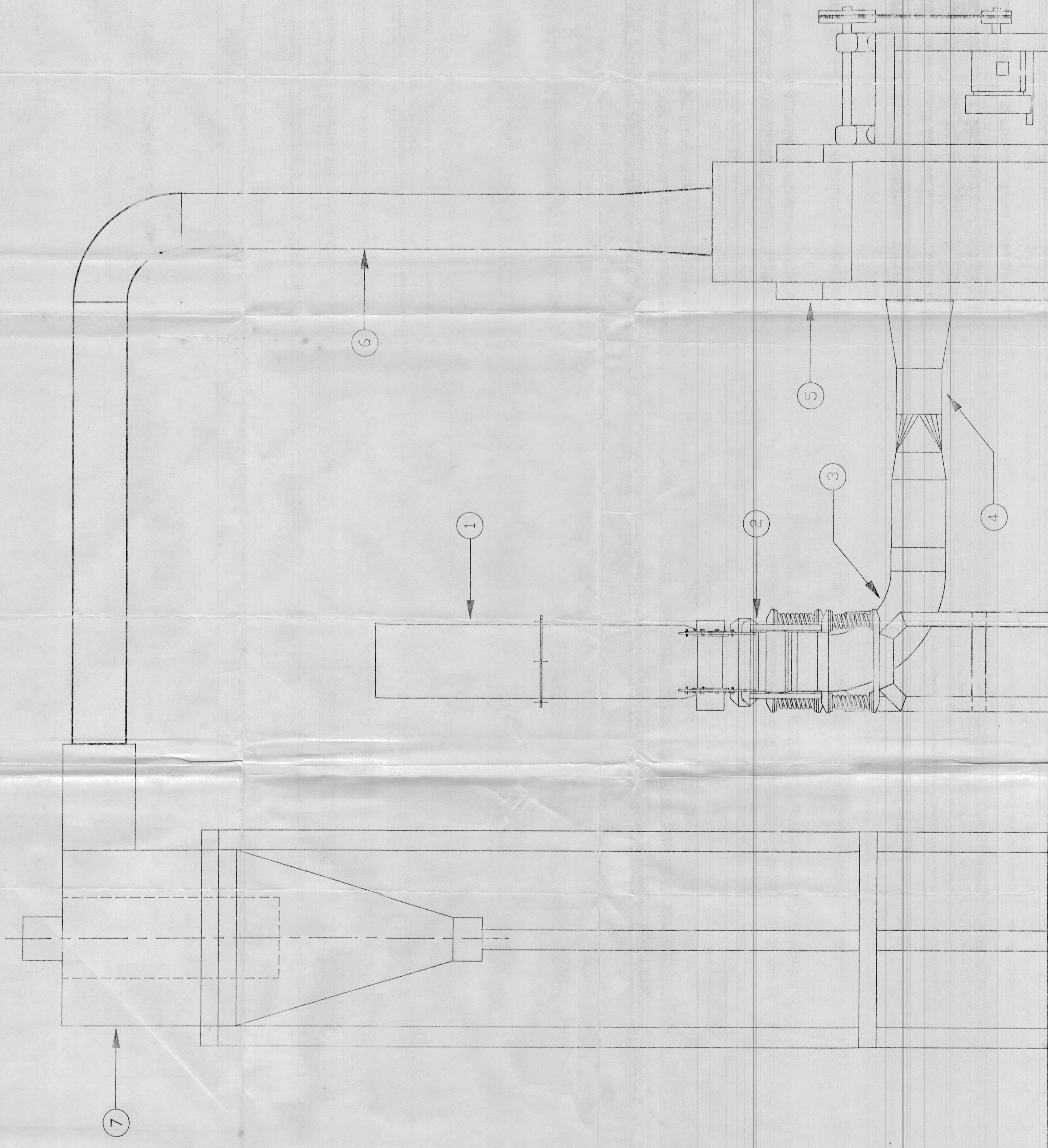


2440

TOLERANCIAS:	PESO:	Facultad de Ingenieria Mecanica	Escala:
FECHA	NOMBRE	DUCTO DE TRANSPORTE NEUMATICO # 2	1 : 20
DIBUJO 16/01/93	JOSE GUERRA		
REVISO			
COMPROBADO			
ESPOL			
			Material: SAE 1080







1	Carro				
2	Zaranda				
3	Ducto # 1				
4	Manómetro				
5	Ducto # 2				
6	Ducto				
7					
8					
9					
10					
No.	Pieza	Material			

Facultad de Ingeniería Mecánica

SEPARADOR NEUMÁTICO DE POLVOS

ESPOL