

**UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR**  
**FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA**  
**ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA**



**TRABAJO DE GRADUACION**

**"CONSTRUCCION DE UN PROTOTIPO DE COMPRESOR DE BAJA  
CAPACIDAD PARA USOS DIVERSOS, A TRAVES  
DE LA ADECUACION TECNOLOGICA"**

**PRESENTADO POR**

**SALVADOR ERNESTO CHOTO MATUS**

**JONATMS ANTONIO BERRIOS ORTIZ**

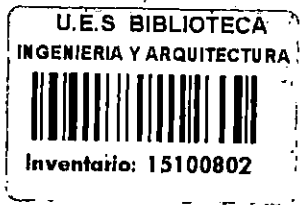
**ALEX ARMANDO MANZANO BASIL**

**PARA OPTAR AL TITULO DE**

**INGENIERO MECANICO**

**DICIEMBRE DE 1993**

**SAN SALVADOR, EL SALVADOR, CENTRO AMERICA**



UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR  
FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA  
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

Trabajo de graduación previo a la opcion al grado de:  
INGENIERO MECANICO

Titulo:

"CONSTRUCCION DE UN PROTOTIPO DE COMPRESOR DE BAJA  
CAPACIDAD PARA USOS DIVERSOS A TRAVEZ  
DE LA ADECUACION TECNOLOGICA"

Presentado por: SALVADOR ERNESTO CHOTO MATUS  
JONATMS ANTONIO BERRIOS ORTIZ  
ALEX ARMANDO MANZANO BASIL

Trabajo de graduación aprobado por:



Coordinador y Asesor:

ING. JOSE FRANCISCO ZULETA MORATAYA

SAN SALVADOR, DICIEMBRE DE 1993.

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR

RECTOR:

DR. FABIO CASTILLO FIGUEROA

SECRETARIO GENERAL:

LIC. MIRNA ANTONIETA PERLA DE ANAYA

FACULTAD DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA

DECANO:

ING. JUAN JESUS SANCHEZ SALAZAR

SECRETARIO:

ING. JOSE RIGOBERTO MURILLO CAMPOS

ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

DIRECTOR DE ESCUELA:

ING. ALVARO ANTONIO AGUILAR ORANTES

## DEDICATORIA

- A DIOS TODOPODEROSO** : POR PROTEGERME E ILUMINARME PARA REALIZAR MI META DE PROFESIONAL.
- A MIS PADRES** : **ISABEL ORTIZ DE BERRÍOS Y ANTONIO BERRÍOS**, POR SU CARÍÑO FRATERNAL, ORIENTACIÓN Y APOYO BRINDADO A LO LARGO DE TODA MI FORMACIÓN ACÁDEMICA.
- A MIS HERMANOS** : **MARTHA, RUTH, CRISTINA Y SARY BERRÍOS ORTIZ**, POR SU COLABORACIÓN, APOYO Y CARÍÑO HACIA MI.
- A MI ESPOSA** : **EUGENIA CARPIO DE BERRÍOS**, POR SU AMOR, COMPRENSIÓN Y APOYO EN LA REALIZACIÓN DE ESTE TRABAJO.
- A MI HIJO** : **JONATHAN ANTONIO BERRÍOS CARPIO**, CON MUCHO AMOR.
- A MIS FAMILIARES Y AMIGOS** : **HERMINIA BERRÍOS, BERSABE AMAYA, SALOMÓN ORTIZ, JORGE ORTIZ, ELSA DE ORTIZ, JOSÉ GUEVARA Y ALEX PINEDA**, QUIENES TUVIERON CONFIANZA EN MI Y DE UNA U OTRA MANERA AYUDARON PARA QUE CULMINARA MI CARRERA.
- A MIS PROFESORES Y COMPAÑEROS** : POR SU ENSEÑANZA, ORIENTACIÓN Y AMISTAD, GRACIAS.

**JONATMS ANTONIO BERRIOS ORTIZ**

## DEDICATORIA

- A DIOS** : POR BRINDARME LA OPORTUNIDAD DE ALCANZAR OTRA META DE MI VIDA.
- A MIS PADRES** : **CARLOS ALFREDO Y ALICIA** POR SU ESFUERZO, DURO TRABAJO Y CONSTANTE APOYO.
- A MI ESPOSA** : **MARIA IVETE**, QUIEN POR SU AMOR Y DURO TRABAJO, CONSTITUYE EN GRAN MEDIDA INSPIRACION PARA LA CULMINACION DE ESTE TRABAJO.
- A MI HIJA** : **MÓNICA MARIA**, POR SER TAN CARIÑOSA Y LLENA DE AMOR.
- A MIS HERMANOS** : **ALFREDO Y LUIS**, QUIENES SON GRANDES HERMANOS.
- A MI TIO ANDRES** : POR SER UN GRAN TÍO.
- A MIS COMPAÑEROS DE TRABAJO DE GRADUACION** : POR SU DEDICACIÓN Y BUENA VOLUNTAD.

A TODOS MIS FAMILIARES, PROFESORES, COMPAÑEROS Y AMIGOS QUE ME AYUDARON EN ESTA FORMACIÓN PROFESIONAL, MIL GRACIAS.

**SALVADOR ERNESTO CHOTO MATUS**

## DEDICATORIA

- A DIOS** : POR HABERME DADO VIDA Y SALUD PARA LOGRAR ESTE TRIUNFO.
- A LA MEMORIA DE MI PADRE** : SALVADOR, QUIEN ME VIÓ INICIAR ESTE CAMINO Y ME INCULCÓ SED DE CONOCIMIENTO Y PERSEVERANCIA.
- A MI MADRE** : ANA YOLANDA, CON MUCHO AMOR Y CARIÑO, YA QUE ENCENDIO NUEVAMENTE LA CHISPA PARA NO DESFALLECER.
- A MI ESPOSA** : GLORIA, QUIEN CON SU AMOR Y ASPIRACION HAN SIDO UN PERPETUO RECORDATORIO DE MEJORAR CADA DÍA MÁS.
- A MIS HIJOS** : JACQUELINE, ALEX Y DAVID, QUIENES HAN SIDO LA INSPIRACIÓN Y LA FUENTE DE MI INAGOTABLE ENERGÍA.
- A MIS HERMANOS** : POR SU CARIÑO Y ENTERESA Y EN ESPECIAL A JAIME, QUIEN ME APOYÓ EN LOS MOMENTOS MÁS CRUCIALES.
- A MIS TIOS** : ENRIQUE, THELMA Y MIRIAM, POR SU APOYO Y FE QUE DEPOSITARON EN MÍ, Y QUE SIN ELLA EL LOGRO DE ESTA META NO HUBIESE SIDO POSIBLE.
- A MIS COMPAÑEROS DE TRABAJO:** POR SU GRAN BONDAD Y COMPRENSIÓN QUE SIN SU COLABORACION NO HUBIESE SIDO POSIBLE ABRIR LA PRIMERA BRECHA NI CONCLUIR FELIZMENTE ESTE CAMINO.
- A MIS COMPAÑEROS DE TRABAJO DE GRADUACION** : POR PERMITIRME FORMAR PARTE DEL EQUIPO Y JUNTOS LOGRAR ESTA META.

A TODOS MIS FAMILIARES, PROFESORES, COMPAÑEROS Y AMIGOS QUE DE UNA U OTRA FORMA ME COLABORARON E IMPULSARON A LO LARGO DE MI CARRERA.

ALEX ARMANDO MANZANO BASIL

# INDICE

Pag. N°

INTRODUCCION .....	i
CAPITULO 1	
1.0	TEORIA GENERAL DE LOS COMPRESORES ..... 1
1.1.0	LEYES DE LA COMPRESION ..... 1
1.1.1	GENERALIDADES ..... 1
1.1.2	ELEVACION DE PRESION POR CALENTAMIENTO ..... 2
1.1.3	ELEVACION DE PRESION POR VARIACION DE VOLUMEN ..... 3
1.1.4	ELEVACION DE PRESION POR VARIACION DE VELOCIDAD ..... 5
1.1.5	COMPRESION ADIABATICA REVERSIBLE ..... 7
1.1.6	COMPRESION REAL SIN REFRIGERACION ..... 9
1.1.7	COMPRESION POLITROPICA..... 11
1.2.0	CLASIFICACION DE LOS COMPRESORES ..... 15
1.2.1	COMPRESORES DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO ..... 15
1.2.1.1	COMPRESORES RECIPROCANTES ..... 17
1.2.1.2	COMPRESORES ROTATORIOS ..... 24
1.2.2	COMPRESORES DINAMICOS ..... 33
1.3.0	ACCESORIOS ..... 35
1.3.1	CONTROLES DE COMPRESOR ..... 36
1.3.2	FILTRO DE AIRE DE ADMISION ..... 38
1.3.3	ACUMULADOR DE AIRE COMPRIMIDO ..... 38
1.3.4	REGULADOR DE PRESION ..... 40

1.3.5	TUBERIAS .....	41
1.3.6	FILTRO PARA AIRE COMPRIMIDO .....	45
1.3.7	VALVULAS DE AGUJA .....	46
1.3.8	PURGADORES .....	47
1.3.9	MANOMETRO .....	47
1.3.10	VALVULA DE SEGURIDAD .....	48
1.3.11	SELLOS Y EMPAQUETADURAS .....	49
1.3.11.1	CARACTERISTICAS DE LOS SELLOS MECANICOS ....	50
1.3.11.2	CARACTERISTICAS DE LAS EMPAQUETADURAS .....	53
1.3.11.3	FUGAS POR EMPAQUETADURAS Y SELLOS .....	55
1.4.0	METODO DE SELECCION DE COMPRESORES .....	57
1.4.1	GENERALIDADES .....	57
1.4.2	CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO .....	59
1.4.2.1	CARGA Y POTENCIA DEL COMPRESOR .....	64
1.4.2.2	VELOCIDAD ESPECIFICA .....	66
1.4.3	SELECCION DE COMPRESORES CENTRIFUGOS .....	68
1.4.4	SELECCION DE COMPRESORES RECIPROCANTES .....	75
1.4.4.1	DIMENCIONAMIENTO DE LOS CILINDROS .....	78
1.4.4.2	CARGA EN EL CUERPO O CARGA EN LA BIELA .....	80
1.5.0	UNIDADES MOTRICES .....	83
1.5.1	UNIDADES MOTRICES DE VELOCIDAD AJUSTABLE ...	83
1.5.2	ENERGIA DE PEDALES .....	84
1.6.0	MANTENIMIENTO .....	85



## CAPITULO 2

2.0	SELECCION DEL EQUIPO DE COMPRESION DE AIRE .	87
2.1.0	INVESTIGACION DE LA UTILIZACION DE COMPRESORES EN AREAS RURALES Y SUBURBANAS ..	87
2.1.1	AREA RURAL .....	87
2.1.2	AREA SUB-URBANA .....	89
2.1.3	POTENCIA HUMANA .....	90
2.1.4	FACTORES QUE AFECTAN LA GENERACION DE POTENCIA .....	92
2.1.5	SELECCION DEL COMPRESOR .....	95
2.2.0	ESTABLECIMIENTO DE CARACTERISTICAS Y PARAMETROS DE DISEÑO .....	96
2.2.1	CALCULO DE EJE DE PEDALES .....	96
2.2.1.1	CALCULO DEL COEFICIENTE DINAMICO DE CONCENTRACION DE TENSIONES EN TORSION (Kft)	99
2.2.1.2	LIMITE DE ENDURANCIA PARA FLEXION .....	102
2.2.2	CALCULO DEL PASADOR .....	105
2.2.2.1	RESISTENCIA DEL PASADOR .....	105
2.2.3	CALCULO DE VELOCIDADES ANGULARES Y TORQUES .	107
2.2.3.1	RELACION DE TRANSMISION .....	111
2.2.4	CALCULO DE EJE DEL VOLANTE .....	116
2.2.5	CALCULO DEL VOLANTE .....	123
2.2.5.1	DESCRIPCION DE LA OPERACION .....	123
2.2.5.2	COEFICIENTE DE FLUCTUACION .....	124
2.2.5.3	ENERGIA DEL VOLANTE .....	125
2.2.5.4	RESISTENCIA DEL VOLANTE .....	127
2.2.6	DETERMINACION DEL FLUJO DE TRABAJO .....	129
2.2.7	CALCULO DEL DIAMETRO DE LA TUBERIA .....	132

2.2.8	CALCULO DEL ACUMULADOR .....	137
2.2.8.1	PRESION DE DISEÑO .....	137
2.2.8.2	DIAMETRO DEL ACUMULADOR .....	138
2.2.8.3	ESPEJOR DEL CASCO CILINDRICO .....	142
2.2.8.4	ESPEJOR CABEZA ELIPSOIDAL .....	143
2.2.8.5	ESPEJOR DE DISEÑO .....	144
2.2.8.6	LONGITUD DEL ACUMULADOR CILINDRICO .....	144
2.3.0	SELECCION DE LOS ELEMENTOS DEL COMPRESOR ...	145
2.3.1	SELECCION DEL EJE DE PEDALES .....	145
2.3.2	SELECCION DEL PASADOR .....	145
2.3.3	SELECCION DE EJE DEL VOLANTE .....	146
2.3.4	SELECCION DEL COMPRESOR .....	146
2.3.5	SELECCION DEL DIAMETRO DE LA TUBERIA .....	146
2.3.6	SELECCION DE LA CADENA .....	147
2.3.7	SELECCION DE BANDA EN V (TRAPECIALES) .....	152
2.3.8	SELECCION DEL ACUMULADOR .....	158
CAPITULO 3		
3.0	FACTIBILIDAD TECNICA Y ECONOMICA .....	159
3.1.0	FACTIBILIDAD ECONOMICA .....	159
3.2.0	FACTIBILIDAD TECNICA .....	164
3.2.1	PRUEBAS .....	164
3.2.1.1	PRUEBAS DE MAXIMA CAPACIDAD .....	164
3.2.1.2	PRUEBAS DE COMPORTAMIENTO .....	165
3.2.2	ANALISIS DE LOS RESULTADOS .....	170

## CAPITULO 4

4.0	MANUAL DEL CONSTRUCTOR .....	172
4.1.0	MANUAL DE CONSTRUCCION .....	172
4.2.0	GUIA PARA LA INSTALACION, OPERACION Y MANTENIMIENTO .....	218
4.2.1	HERRAMIENTAS MINIMAS PARA LA INSTALACION ...	218
4.2.2	RECOMENDACIONES PARA LA INSTALACION .....	219
4.2.2.1	CLASIFICACION DE COMPONENTES .....	219
4.2.2.2	PROCESO DE ENSAMBLE .....	219
4.2.3	RECOMENDACIONES PARA SU TRANSPORTE .....	220
4.2.4	RECOMENDACIONES PARA MANEJO Y OPERACION ....	221
4.2.5	MANTENIMIENTO .....	222
4.2.5.1	MANTENIMIENTO DE LA TRANSMISION .....	223
4.2.5.2	MANTENIMIENTO DEL COMPRESOR .....	226
4.2.5.3	MANTENIMIENTO DEL ACUMULADOR DE AIRE .....	228
4.2.5.4	PRUEBA DE NORMAL FUNCIONAMIENTO .....	230

## CAPITULO 5

5.0	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES .....	234
5.1.0	CONCLUSIONES .....	234
5.2.0	RECOMENDACIONES .....	235
ANEXOS	.....	236
PLANOS	.....	241
REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS	.....	254

## INTRODUCCION

El objetivo de este trabajo es insentivar a todas aquellas personas del sector informal que no poseen los medios de trabajo e instituciones que de una u otra forma, prestan sus servicios en zonas remotas ya sea en la industria como en la salud.

Hasta el presente, la poca difusión del compresor en el interior del país se debe a la falta de energía eléctrica y al elevado costo de este.

En la industria se usan muchos tipos de compresores los cuales se clasifican de acuerdo a su principio de funcionamiento, construcción, niveles de presión y requisitos de aplicación. Por ello, su selección, construcción, operación y mantenimiento, deben de ser cuidadosos.

El presente trabajo surge de la necesidad de implementar un prototipo de bajo costo, que utilice energía no convencional y que sea de fácil construcción y adquisición de sus partes.

De la misma forma se abarcan los aspectos necesarios que se deben conocer, relacionados con los compresores. El cual consta de cinco capítulos.

Capítulo 1 : Leyes de la compresión. Incluye el conocimiento teórico fundamentado en las leyes de la termodinámica.

Capitulo 2 : Investigación de la utilización de compresores en areas rurales y suburbanas, establecimiento de características y parametros de diseño, selección de los elementos del compresor.

Capitulo 3 : Pruebas, factibilidad tecnica y economica. En esta parte se construye un prototipo para efectuar pruebas de funcionamiento y de su capacidad, asi como también se presenta un informe de los costos de construcción.

Capitulo 4 : Manual de construcción, guia para la instalación, operación y mantenimiento. En esta parte se dan los diferentes pasos para su construcción, asi como también los dibujos de los elementos comprendidos para efectos de fabricación y visualización del ensamble.

Capitulo 5 : Conclusiones y recomendaciones. Realizadas en base a la observación.

Con todo el trabajo realizado, así como también despues de observar trabajar el prototipo se hacen algunas recomendaciones y conclusiones del mismo.

# C A P I T U L O 1

## 1.0 TEORIA GENERAL DE LOS COMPRESORES

### 1.1.0 LEYES DE LA COMPRESION

Básicamente existen tres formas de elevar la presión de un gas y son: aumentando su temperatura, disminuyendo su volumen o aumentando su velocidad y luego recuperando energía potencial en forma de presión a expensas de la energía cinética.

### 1.1.1 GENERALIDADES

Los compresores son aparatos destinados a realizar un aumento de la presión de un fluido en estado gaseoso. Difieren de las bombas, ya que éstas tienen por objeto aumentar la presión de un líquido.

Los fluidos que pasan por los compresores pueden ser de naturaleza diversas: gas puro, mezcla gaseosa, vapor recalentado o saturado. En ciertos casos, el fluido que sufre la compresión puede ser asimilado a un gas perfecto; la posibilidad de esta comparación depende no sólo de la naturaleza del fluido, sino también del nivel de las presiones consideradas. Así, en el caso de un compresor que aspira aire atmosférico, y eleva su presión, por ejemplo, a 22.5 ó 145 psi, las propiedades del fluido no difieren esencialmente de las de un gas perfecto; por el contrario, no sucede lo mismo cuando ( como tiene lugar en

ciertas aplicaciones ) la presión del aire alcanza varias centenas de psi. Por otra parte, si el fluido es un vapor saturado o ligeramente recalentado, no cabe asimilarlo a un gas perfecto ni siquiera cuando su presión a la salida del compresor es moderada.

La diferencia fundamental entre estos dos casos consiste en el hecho que en la ecuación fundamental:

$$P\bar{v}=RT \quad (\text{Ref. 1}) \quad (1)$$

( en la cual  $P$  es la presión,  $\bar{v}$  el volumen específico, y  $T$  la temperatura absoluta), la magnitud  $R$  se conserva, para un gas perfecto fijo, mientras que para un fluido gaseoso no asimilable a un gas perfecto varia con las magnitudes  $P$  y  $T$ . Ahora bien, el valor de  $R$  determina otras varias magnitudes que intervienen en las relaciones que expresan las transformaciones termodinámicas sufridas por el fluido. Admitiremos pues, que el fluido que se ha de comprimir satisface a la definición de un gas perfecto, es decir, que su magnitud característica  $R$  permanece constante.

### 1.1.2 ELEVACION DE PRESION POR CALENTAMIENTO

Admitidas esta simplificación, la relación (1) pone de manifiesto inmediatamente que para aumentar la presión de un gas, se puede actuar bien sea sobre su temperatura, o bien sobre su volumen, o sobre estas dos magnitudes a la vez.

En primer lugar examinemos el primero de estos medios. Calentando una masa dada de gas en un recinto de volumen

constante, se obtiene un aumento simultáneo de la temperatura y de la presión. Para un aporte de calor igual a  $q$  Kcal. la elevación de temperatura se obtiene a partir de la relación:

$$q = c_v (T_2 - T_1) \quad (1-a)$$

( en la cual  $c_v$  es el calor específico del gas a volumen constante), y la presión final  $P_2$  está dada por:

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2}{T_1} \quad (1-b)$$

correspondiendo los subíndices 1 y 2 a los estados inicial y final del gas.

Este método presenta ciertas particularidades que limitan notablemente su interés práctico. En primer lugar, la elevación de presión está acompañada de una importante elevación de temperatura, lo cual entraña un aumento de la energía gastada (en forma de calor); así pues, este procedimiento no puede ser considerado más que cuando la elevación de temperatura presenta por si misma un interés. Por otra parte, se debe utilizar inmediatamente el gas caliente, ya que su conservación en el recinto entrañaría un descenso de su temperatura ( como consecuencia de la transmisión de su calor al medio ambiente ) y, por consiguiente, también de su presión.

### 1.1.3 ELEVACION DE PRESION POR VARIACION DE VOLUMEN

En conformidad con la relación (1), si la temperatura de un



gas se mantiene constante, su presión es inversamente proporcional al volumen específico: así pues, se puede obtener un aumento de la presión por medio de una reducción del volumen ocupado por el gas. A decir verdad, no es más que en este caso que la elevación de presión resulta de una acción directa sobre el volumen de una masa dada de gas. Se designa por tasa de compresión ó relación de compresión la razón  $P_2/P_1$ , distinguiéndola de la tasa de compresión volumétrica que es la razón  $\bar{v}_1/\bar{v}_2$ .

Estas dos razones son evidentemente iguales entre sí cuando la temperatura del gas es invariable. De hecho, esta constancia de la temperatura, que exigiría un enfriamiento muy intenso del gas en el curso de la compresión, no se alcanza jamás; no obstante, incluso en ausencia de todo enfriamiento, la razón  $P_2/P_1$  sin ser igual a la razón  $\bar{v}_1/\bar{v}_2$ , varía en el mismo sentido que esta última, de manera que una disminución del volumen del gas conduce siempre a un aumento de su presión.

Los aparatos que funcionan según este principio son los compresores volumétricos. En estos aparatos, la energía necesaria para producir la elevación de presión es aportada no en forma de calor, sino en forma de trabajo que es suministrado por un motor exterior (térmico, eléctrico, etc.). Este trabajo se utiliza para desplazar un pared móvil que forma parte de un recinto cerrado de capacidad variable en el que se encuentra el fluido que se debe comprimir. La fuerza resistente que se opone a este desplazamiento se debe principalmente a la presión ejercida por el fluido sobre la cara interior de la pared móvil;

esta fuerza crece, a medida que la presión del fluido se aproxima a su valor final  $P_2$ .

La pared móvil puede tener la forma de un pistón que se desplaza en un cilindro; entonces el movimiento de la pared es rectilíneo y alternativo. Este caso es el de los compresores de pistón.

#### 1.1.4 ELEVACION DE PRESION POR VARIACION DE VELOCIDAD

En la relación (1) que se ha considerado anteriormente, se supone implícitamente que el fluido está en estado estático; es verdad que en los compresores volumétricos los desplazamientos de las paredes móviles ponen el fluido en movimiento, pero éste es siempre muy lento y no constituye una parte sensible de la transformación sufrida por el fluido.

No sucede lo mismo en los turbocompresores en donde la elevación de presión es el resultado precisamente de una acción sobre la velocidad del fluido. Aquí, la energía necesaria para el funcionamiento del compresor se emplea en desarrollar un trabajo que es transformado en energía cinética del fluido que se desea comprimir, y esta última a su vez, vuelve a ser transformada en presión. Esta última transformación puede estudiarse, en condiciones simplificadas, por medio de la ecuación de Bernoulli. Suponiendo que el fluido fluye, en régimen permanente y sin rozamiento, en un conducto cuyo eje se

encuentra en un plano horizontal ( a fin de eliminar la influencia de la gravedad ), y despreciando las variaciones de la densidad del fluido, la ecuación de Bernoulli se escribe:

$$\frac{U_1}{2} + \frac{P_1}{\rho} = \frac{U_2}{2} + \frac{P_2}{\rho} \quad (\text{Ref. 1}) \quad (2)$$

en la cual  $U_1$  y  $U_2$  son las velocidades inicial y final del fluido, y  $\rho$  es su densidad. Si la sección del canal considerado es creciente en el sentido de flujo del fluido, se tiene:

$$U_2 < U_1 \quad \text{y, por consiguiente} \quad P_2 > P_1.$$

Para obtener una elevación de presión importante, es necesario lograr, primero, una gran velocidad de flujo del fluido e, inmediatamente después, una deceleración progresiva en un conducto o canal de forma apropiada. El movimiento del fluido se logra sometándolo a la acción de un rodete de alabes que están calocados sobre un árbol que está animado habitualmente de una gran velocidad de rotación.

Entre las tres maneras de funcionamiento que se han mencionado, sólo las dos últimas permiten que la presión engendrada reinante en la salida del compresor tenga un valor prácticamente invariable. Son también las únicas que son utilizadas en la práctica y, por consiguiente, las únicas que vamos a estudiar.

Ahora bien, este estudio no conduce a concluir que la expresión del trabajo teórico absorbido por la compresión, es independiente del modo de funcionamiento del compresor; es, pues, la misma para un turbocompresor que para un compresor

volumétrico, a condición que, para este último, se considere no sólo la fase de compresión propiamente dicha, sino también las fases de aspiración e impulsión del fluido. Existen muchos fenómenos en que la elevación de presión puede efectuarse dentro de los dos últimos procesos señalados anteriormente. A continuación explicaremos dos de ellos.

#### 1.1.5 COMPRESION ADIEBATICA REVERSIBLE

Examinemos, para empezar, el caso de una compresión adiabática reversible. Tal compresión tiene lugar a entropía constante y satisface la relación:

$$P\bar{V}^k = C^{te} \quad (\text{Ref.1}) \quad (3)$$

con:  $k = c_p / c_v \quad (3-a)$

en donde  $c_p$  y  $c_v$  son los calores específicos del fluido a presión constante y a volumen constante.

Combinando entre sí las relaciones (1) y (3), se obtiene la relación entre las temperaturas finales del fluido,  $T_2$  y  $T_1$ , en función, sea de la razón  $P_2/P_1$ , o bien de la razón  $\bar{V}_1/\bar{V}_2$ :

$$T_2/T_1 = (P_2/P_1)^{(k-1)/k} = (\bar{V}_1/\bar{V}_2)^{k-1} \quad (4)$$

En el caso considerado, que es el de un compresor ideal que funciona sin intercambio de calor con el exterior, el principio de conservación de la energía exige que el trabajo de compresión se transforme íntegramente en calor aportado al fluido. El trabajo de compresión isentrópico, referido a una libra de fluido ( $\bar{w}_s$ ), es pues, equivalente a su incremento de entalpía:

$$\bar{W}_s = J (h_2 - h_1) = Jc_p (T_2 - T_1) \quad (5)$$

siendo  $h_1$  y  $h_2$  las entalpías inicial y final del fluido, y  $J$  el equivalente mecánico de la unidad de calor. Así, si las magnitudes  $h_1$  y  $h_2$  se expresan en kilocalorías se obtendrá el valor del trabajo  $\bar{W}_s$  mediante la relación

$$1 \text{ kcal} = 3.968 \text{ BTU}$$

Puede parecer sorprendente que el miembro de la derecha de la ecuación (5) comparte el calor específico a presión constante, mientras que la transformación considerada tiene lugar a entropía constante, es decir a presión variable. La explicación surge al examinar la figura 1.1.1 en la que se representa la compresión considerada en el sistema de ejes  $T, S$  (Temperatura, entropía), por la recta AB paralela al eje de ordenadas. Al pasar del punto A al punto B, 2.2 Lb. de fluido adquiere la cantidad de calor representada por el área NBAMN. Habida cuenta que los puntos M y N tienen por abscisa  $S = -\infty$ ; y, además, las isobaras  $P_1$  y  $P_2$  son curvas logarítmicas, esta área es igual al área D'DBA'D' que representa precisamente el calor necesario para el calentamiento isobaro del fluido entre las temperaturas  $T_1$  y  $T_2$ . Esta cantidad de calor se expresa por el producto  $c_p (T_2 - T_1)$ .

Teniendo en cuenta las relaciones (3) y (4), se puede escribir la expresión del trabajo  $\bar{W}_s$  bajo las tres formas siguientes que son equivalentes:

$$\bar{W}_s = \frac{k}{k-1} P_1 V_1 \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} \right] [-1] \quad (6)$$

$$\bar{W}_s = \frac{k}{k-1} P_1 \bar{V}_1 \left[ \left( \frac{\bar{V}_1}{\bar{V}_2} \right)^{k-1} - 1 \right] \quad (7)$$

$$\bar{W}_s = \frac{k}{k-1} ( P_2 \bar{V}_2 - P_1 \bar{V}_1 ) \quad (8)$$

#### 1.1.6 COMPRESION REAL SIN REFRIGERACION

En un compresor real, la transformación sufrida por el fluido no es reversible, ya que la elevación de presión se ve acompañada siempre de rozamientos, remolinos y otras pérdidas que están todas ellas caracterizadas por su irreversibilidad. Por consiguiente, si, como lo hemos supuesto aquí, el fluido no es refrigerado en el curso de la compresión, su entropía aumentará al mismo tiempo que su presión, y la transformación puede ser representada en el diagrama  $T, s$ , por una curva tal como AC (fig. 1.1.1). Al final de esta transformación, el estado del fluido está caracterizado por una temperatura  $T'_2$  y una entropía  $S'_2$  tales que  $T'_2 > T_2$  y  $S'_2 > S_2 = S_1$  como en el caso precedente, el trabajo absorbido por la compresión de 2.2 lb. de fluido permanece aquí equivalente a la variación de entalpía del fluido entre las presiones inicial y final.

Esta equivalencia se aplica, en efecto, tanto a las transformaciones reversibles ( como AB ) como a las que no lo son ( como AC ), a condición que la transformación considerada no esté acompañada ni de intercambios de calor con el exterior ni de

rozamientos mecánicos  $n_1$ , en fin, de una variación de la energía cinética del fluido. Podemos pues, escribir, por analogía con (4):

$$\bar{w} = J ( h'_2 - h_1 ) = J c_p ( T'_2 - T_1 ) \quad (9)$$

siendo  $h'_2$  la entalpía del fluido en el punto C y  $\bar{w}$  el trabajo que corresponde a la compresión irreversible AC. Este trabajo está representado en la figura 1.1.1 por el Área D'DCC'D'.

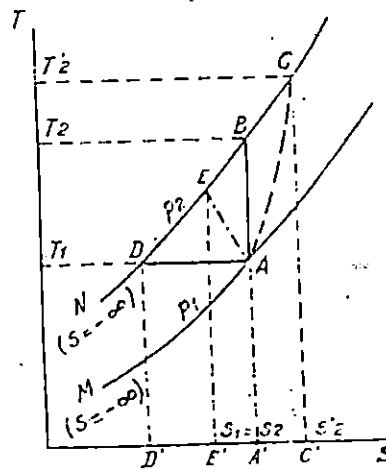


Fig. 1.1.1 Representación de la compresión en el diagrama T. S. (Ref. 1)

La relación entre los trabajos  $\bar{w}_s$  y  $\bar{w}$  define el rendimiento adiabático de la compresión AC; este rendimiento, que denotaremos por  $\eta_c$ , compara, el trabajo de una compresión real con el de una compresión adiabática reversible.

Como aquí suponemos un calor específico invariable, la expresión de  $\eta_s$  se escribe:

$$\eta_s = \frac{\bar{W}_s}{\bar{W}} = \frac{T_2 - T_1}{T'_2 - T_1} \quad (10)$$

Se observará que el rendimiento adiabático de la compresión AC depende de la posición del punto C sobre la isobara  $P_2$  ( dado en el punto A ), pero no de la forma de la curva AC.

#### 1.1.7 COMPRESIÓN POLITRÓPICA

Un caso particularmente simple es aquel en que la compresión AC satisface a la ecuación de las transformaciones politrópicas:

$$P\bar{v}^n = \text{Cte} \quad (11)$$

Al no estar refrigerado el compresor, el exponente  $n$  que figura en esta relación es superior al exponente  $k$  que figura en la relación (3). Por analogía con (4), podemos escribir inmediatamente:

$$\frac{T'_2}{T_1} = (P_2/P_1)^{(n-1)/n} = (\bar{v}_1/\bar{v}'_2)^{n-1} \quad (12)$$

siendo  $\bar{v}'_2$  el volumen específico del fluido en el punto C.

De idéntica forma, el trabajo absorbido por la compresión AC



puede entonces expresarse por relaciones análogas a las que han sido establecidas para la compresión AB, o sea (6) a (8), pero con la condición que la transformación AC sea reversible, como lo es la transformación AB. Cada una de estas transformaciones tiene lugar en un compresor perfecto, pero mientras que la compresión AB es adiabática, la compresión AC está acompañada de un aporte continuo de calor exterior. Es este aporte de calor el que aumenta a la vez la temperatura, la entropía y el volumen específico del fluido y, por consiguiente, entraña un aumento del trabajo de compresión. El trabajo suplementario debido al calentamiento del fluido por la fuente externa de calor está representando en la figura 1.1.1, por el área del triángulo curvilíneo ABCA; en cuanto a la cantidad de calor aportada por esta fuente, está dada por el área A'ACC'A', de manera que la suma de estas dos áreas, o sea el área A'ECC'A', representa la diferencia de entalpía del fluido entre los puntos C y B:

$$h'_2 - h_2 = c_p (T'_2 - T_2) \quad (12-a)$$

El trabajo de una compresión politrópica reversible está, pues, representado por el área D'DCAA'D', y su expresión puede establecerse sustituyendo, en una de las expresiones (6) a (8),  $k$  por  $n$ . Denominado este trabajo por  $\bar{W}_n$  se puede pues, escribir, por ejemplo:

$$\bar{W}_n = (n/(n - 1)) P_1 \bar{V}_1 [ (P_2/P_1)^{(n-1)/n} - 1 ] \quad (13)$$

Pero si la sustitución de la recta AB por la curva AC se debe, no a un aporte de calor exterior, sino a las imperfecciones del compresor, es toda la variación de entalpía entre los puntos A y C, y no sólo una parte de ésta, la que debe ser suministrada en forma de trabajo. La expresión del trabajo absorbido está dado, en este caso, por (9) en lugar de (13).

Se puede demostrar que una compresión politrópica irreversible puede considerarse realizada por medio de un número infinito de compresores ( o de células de compresión ) elementales colocadas en serie y que tienen todas el mismo rendimiento  $\eta_c$ . Recíprocamente, una compresión realizada, sin intercambio de calor, por medio de un número infinito de células de compresión, siendo el rendimiento  $\eta_c$  de la célula invariable, satisface a la ecuación de la politrópica (11). Entre las magnitudes  $\eta_c$ ,  $n$  y  $k$  se puede establecer la relación:

$$(k - 1)/k = (n - 1)/n \cdot \eta_c \quad (14)$$

El conocimiento de la naturaleza del fluido ( es decir del valor de  $k$  ) y del exponente  $n$  basta para fijar el valor de  $\eta_c$  que corresponde a una politrópica dada.

El conocimiento de  $T'_2$  permite también encontrar el exponente  $n$  que caracteriza la compresión politrópica considerada. En efecto, la relación (12) da:

$$\frac{(n-1)}{n} = \frac{\ln(T'_2/T_1)}{\ln(P_2/P_1)} \quad (15)$$

La misma relación (13) permite también escribir:

$$n = \frac{\ln(P_2/P_1)}{\ln(\bar{V}_1/\bar{V}'_2)} \quad (16)$$

y esta última expresión de  $n$  presenta un interés particular para el estudio de las compresiones volumétricas.

Añadamos que teniendo en cuenta las expresiones (10) y la ecuación (16a)

$$T'_2 = T_1^{-(1-\eta_e)/\eta_e} \cdot T_2^{1/\eta_e} \quad (\text{Ref. 1}) \quad (16a)$$

se obtiene la relación siguiente entre las magnitudes  $T_1$ ,  $T_2$ ,  $\eta_e$  y  $\eta_s$

$$\eta_s = \frac{(T_2/T_1) - 1}{(T_2/T_1)^{\eta_e} - 1} \quad (\text{Ref. 1}) \quad (17)$$

## 1.2.0 CLASIFICACION DE LOS COMPRESORES

Los compresores pueden clasificarse en dos tipos distintos, basándose en su principio básico de funcionamiento: DESPLAZAMIENTO POSITIVO Y DINAMICOS. Los compresores de desplazamiento positivo confinan el gas dentro de un espacio cerrado y lo comprimen disminuyendo el volumen del espacio. Los compresores dinámicos aceleran el gas haciendo girar rápidamente las paletas del rotor; este aumento de la corriente de gas también eleva ligeramente su presión. Cada uno de estos dos compresores pueden clasificarse adicionalmente por su construcción y presión. Al final de esta unidad se presenta un cuadro completo de la clasificación (ver fig 1.2.11).

### 1.2.1 COMPRESORES DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO

Los compresores de desplazamiento positivo son capaces de comprimir gas a presiones comparativamente altas, se usan comúnmente en los sistemas de fuerza neumática. Estos se subdividen en Reciprocantes y Rotatorios por su construcción. Entre algunos de ellos se citan: de pistón reciprocante, de paletas deslizantes, de tornillo helicoidal rotatorio y de tipo de diafragma. También se pueden clasificar los compresores por su lubricación: compresores lubricados o compresores no lubricados. La lubricación apropiada del compresor es muy

importante si el compresor va a tener una vida en servicio eficiente. Debido a la gran cantidad de calor generado en un compresor, las superficies de trabajo deben estar protegidas con aceite lubricante apropiado. Si el aceite es demasiado fino, no lubricará apropiadamente y una gran parte se perderá en el gas comprimido. Si es demasiado espeso, no fluirá lubricante suficientemente. Las dos principales funciones del aceite lubricante del compresor son reducir la fricción y mejorar la transferencia de calor en el compresor. A esto se debe que hay dos clases de lubricación en los compresores alternativos: lubricación del cigüeñal, y lubricación de la pared del cilindro o arco del pistón. La lubricación del cigüeñal acepta todas las piezas rotatorias en la porción inferior del compresor, la lubricación de la pared del cilindro evita que se desgasten los aros del pistón y elimina calor. La lubricación del compresor usualmente se realiza por los métodos de lubricación de salpicadura o lubricación presurizada. Muchos compresores dependen de ambos métodos al mismo tiempo. El más común es la lubricación por salpicadura. Los compresores alternativos lubricados por salpicadura tienen salientes lubricadores en las bielas que vacían el aceite de lubricación fuera del cigüeñal. Este aceite es forzado a través de pasajes tallados en las bielas a los cojinetes del compresor. El rocío y la nebulosidad creados también lubrican las paredes del cilindro y los aros de los pistones.

requieren lubricación o que tienen solamente lubricación bien aislada en los cojinetes. Los compresores no lubricados se fabrican de ambos tipos, de pistón recíprocante y rotatorio. Los compresores recíprocantes ordinariamente tienen los aros del pistón recubiertos con grafito o Teflón para sellar el cilindro. Los compresores pequeños usan pistones sin aros. Los cojinetes pueden ser provistos con sellos de aceite para evitar que el aceite lubricante penetre en el gas que está siendo comprimido.

#### 1.2.1.1 COMPRESORES RECÍPROCANTES

Los compresores recíprocantes se fabrican de muchas variedades, y son generalmente impulsados por motores eléctricos. Un compresor recíprocante o de pistón, como se muestra en la figura 1.2.1, funciona de la siguiente manera: El cigueñal del compresor se hace girar o se impulsa por un motor eléctrico u otra máquina motriz. El cigueñal y la biela convierten este movimiento rotatorio en movimiento recíprocante. El pistón está fijado a la biela por un pasador, que permite el movimiento independiente del pistón y de la biela. El pistón avanza y retrocede en el cilindro movido por la biela y el cigueñal rotatorio. El extremo de biela del cilindro está abierto, permitiendo que la biela tenga un movimiento de avance y retroceso mientras el pistón hace su recorrido de vaivén. El extremo del cabezal del cilindro está cerrado y contiene las válvulas de admisión y de descarga.

Cuando el pistón se mueve hacia atrás ( o hacia el cigueñal), crea suficiente presión negativa para permitir que el gas a presión atmosférica abra las válvulas y empuje gas dentro del espacio que se está expandiendo. Cuando el pistón completa su carrera y comienza su retorno, se cierran las válvulas de admisión. Cuando el pistón retorna, comprime el gas en el cilindro. Cuando el pistón ha casi completado su carrera, se comprime el gas a una presión suficientemente alta para forzar que se abran las válvulas de descarga, el gas que sale del cilindro en este punto está a la presión de descarga del compresor.

Las válvulas de admisión y de descarga, que se muestran en la fig. 1.2.2 pueden ser del diseño de lengüetas, discos o platos o de canal. La construcción de cada una de las válvulas difieren ligeramente, pero el funcionamiento de todas es similar. Las piezas de la válvula incluyen un asiento de válvula, la válvula movable, y placa protectora o tope. La válvula movable se sujeta frecuentemente contra el asiento por un resorte. Durante el funcionamiento, el resorte mantiene la válvula en contacto con el asiento. Al ser comprimido el aire en el cilindro, fuerza la válvula a abrirse, y el aire se descarga en el receptor. cuando el pistón invierte su carrera, el resorte y la presión de descarga cierran la válvula, evitando que el gas retorne al cilindro.

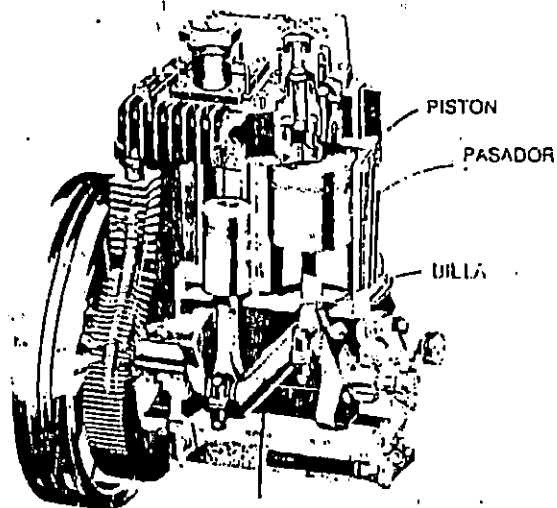


Fig. 1.2.1 Un compresor reciprocante

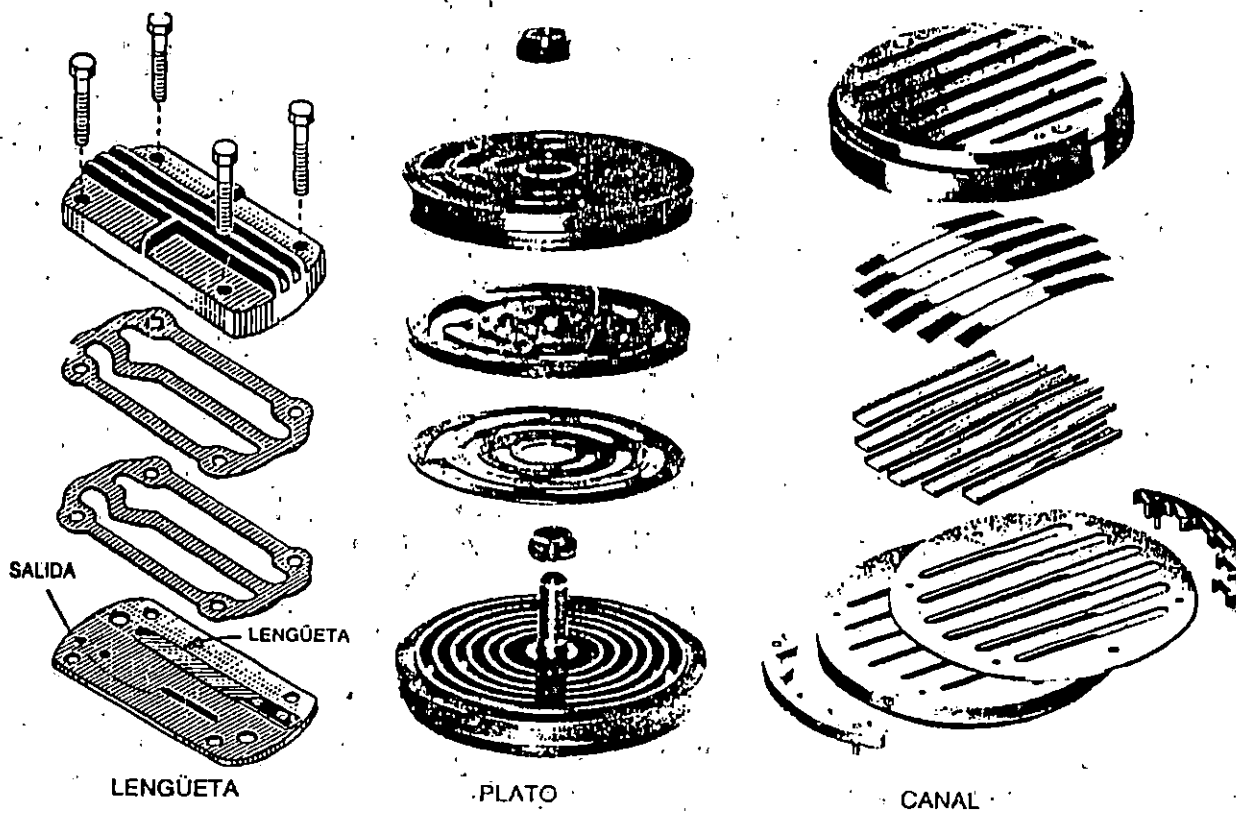


Fig. 1.2.2 Válvulas de aire del compresor



## COMPRESORES DE ACCION SENCILLA Y DE DOBLE ACCION

Los compresores clasificados de acuerdo a su funcionamiento incluyen DE ACCION SENCILLA, o DE DOBLE ACCION, y MONOETAPICOS o MULTIGRADUALES. Un compresor que comprime gas en un solo extremo de un cilindro, como en la fig. 1.2.3 (a), se llama un compresor de acción sencilla. Un compresor que comprime gas en ambos extremos de un cilindro, como en la fig. 1.2.3 (b), se llama un compresor "de cruceta" o de doble acción.

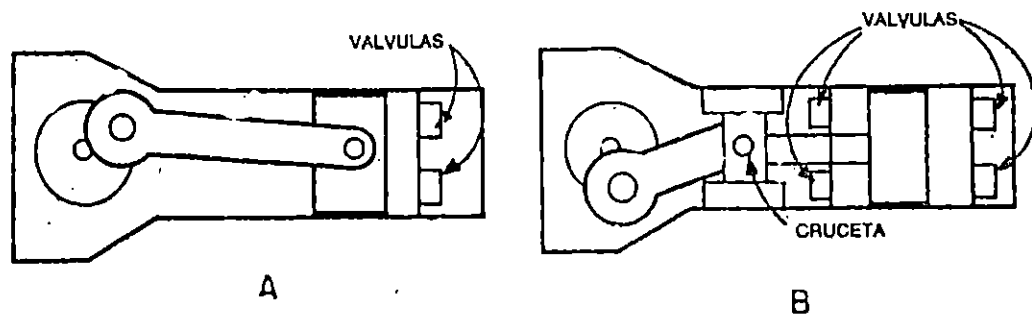


Fig. 1.2.3 Compresores de acción sencilla y de doble acción.

Un compresor de cruceta tiene la biela articulada al pistón mediante una disposición de cruceta y vástago. El extremo de vástago del cilindro puede sellarse, lo que permite que el pistón comprima aire en ambos extremos del cilindro. La cruceta soporta el vástago del pistón y lo mantiene alineado en el centro del sello del cilindro. Las válvulas de succión y las válvulas de

descarga están usualmente montadas en el lado del cilindro en lugar de estar sobre la parte superior como en el compresor de acción sencilla.

Los términos monoetápico o multigradual describen el número de etapas o pasos que usa un compresor recíprocante para comprimir el gas a su presión final. Un compresor que extrae gas a presión atmosférica y lo comprime a su presión final en una carrera, como en la fig. 1.2.4 (a), se llama un compresor monoetápico. Un compresor que extrae gas a presión atmosférica y lo comprime en dos o más carreras, como en la fig. 1.2.4 (b), se llama un compresor multigradual. Un compresor multigradual simple puede construirse con dos o tres cilindros, cada uno con un diámetro diferente de pistón.

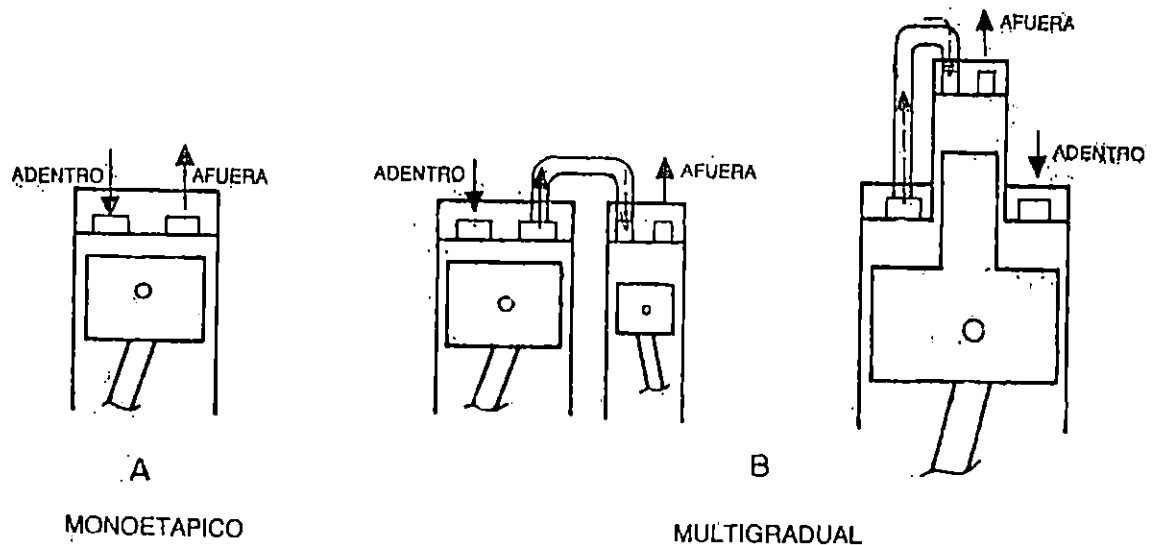


Fig. 1.2.4. Compresores de una etapa (a) y multigradales (b).

Los compresores monoetápicos son más económicos para presiones por debajo de 100 psi, pero los compresores multigradales son más económicos de operar cuando la presión de régimen es más alta de 100 psi. El tiempo de operación del compresor debe también tomarse en cuenta. Los compresores monoetápicos pueden usarse económicamente a presiones hasta 125 psi cuando se operan alrededor de dos horas al día. Los compresores multigradales se recomiendan para que funcionen de 80 a 100 psi durante 8 a 10 horas al día, y para que funcionen de 60 a 80 psi durante 12 a 24 horas al día. La Tabla 1.2.1 es la comparación de los requisitos de caballos de fuerza de compresores monoetápicos y multigradales ( Ref. 2 ).

TABLA 1.2.1

CABALLOS DE FUERZA APROXIMADOS (POR 100 pies cúbicos por minuto)		PRESION (psi-lbs / pulg. <sup>2</sup> ) CABALLOS DE FUERZA	
Una	60	100	22
	80	100	20
	100	100	19
Dos	60	80	17
	80	80	15
	100	80	15
	125	80	15
	100	100	19
	125	100	21

## COMPRESORES DE DIAFRAGMA

Estos se usan para muchas aplicaciones diferentes de servicio liviano. El diafragma del compresor, como el que se muestra en la Fig. 1.2.5, está conectado usualmente a un impulsor excéntrico por una disposición de pistón y biela.

El diafragma está hecho de un material de tipo de goma reforzada flexible que es resistente al aceite y a la humedad. El impulsor excéntrico está provisto con un cojinete prelubricado sellado por vida. Mientras que el pistón o el plato del diafragma se mueve hacia abajo, el diafragma invierte su recorrido y se flexa hacia afuera, forzando aire a través de la válvula de descarga. Estos compresores suministran pequeñas cantidades ( 1 a 3 pies cúbicos por minuto ) de aire a 30 y 40 psi.

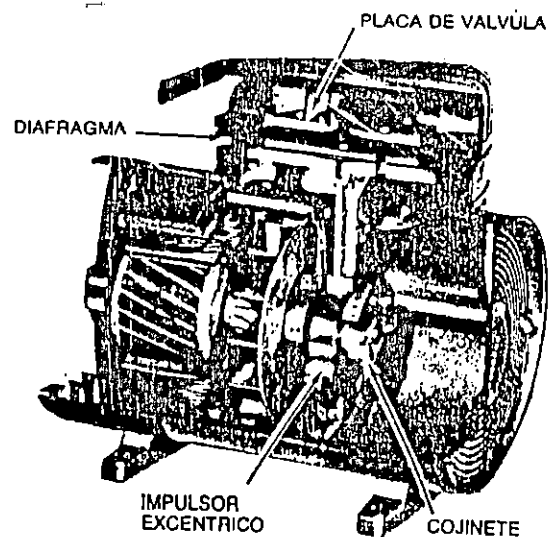


Fig. 1.2.5. Un compresor de diafragma

### 1.2.1.2 COMPRESORES ROTATORIOS

Los sopladores y compresores rotatorios son de desplazamiento positivo, en los cuales un elemento rotatorio desplaza un volumen fijo por cada revolución. Estos tienen puerta de admisión y descarga mecánicamente separadas. Entre los compresores rotatorios se citan los de paletas deslizantes, tornillo seco y húmedo, anillo líquido y de rotores o lóbulos.

En general los compresores rotatorios sólo se utilizan para necesidades especiales, con poco aumento de presión y baja capacidad. Pero no se debe pasar por alto cuando se trata de escoger el adecuado para una aplicación dada.

#### COMPRESORES DE PALETAS DESLIZANTES

El compresor de PALETAS DESLIZANTES que se muestra en la Fig. 1.2.6, es una unidad compacta que es menos eficiente que un compresor reciprocante, pero es más eficiente que ningún otro compresor rotatorio.

El compresor consiste de un rotor con ranuras radiales montado fuera de centro en una caja redonda. El rotor está equipado con paletas rectangulares colocadas en las ranuras. Al girar el rotor, la presión negativa creada por las paletas causa que se extraiga aire a través de la admisión adentro del compresor. Mientras el rotor continúa girando, las paletas confinan el aire en un espacio que se va volviendo

progresivamente menor. Cuando las paletas se aproximan a la porción de descarga de la caja, el aire es comprimido y entonces se descarga al receptor a través de la salida de descarga.

Los compresores de paletas MONOETAPICOS son capaces de desarrollar hasta 50 libras por pulgada cuadrada de presión de descarga. Los compresores de dos etapas son capaces de producir presiones hasta 125 psi. Ellos pueden tener un eje impulsor común y estar contenidos en una caja común, o ser unidades independientes posicionadas a cada lado de un motor impulsor común, o unidades independientes posicionadas a cada lado de un motor impulsor común. Muchos compresores de dos etapas también se suministran con un interenfriador ( de aire o agua ) entre etapas.

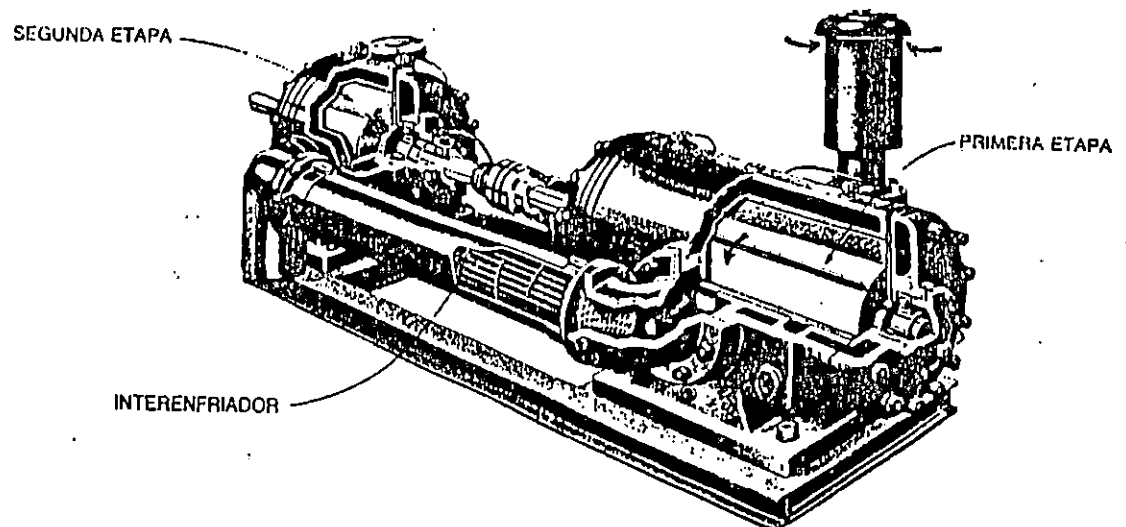


Fig. 1.2.6 Un compresor de paletas deslizantes.

Los compresores de paletas son más pequeños en tamaño físico que los compresores recíprocos de pistón; que tengan presión de descarga y capacidad de flujo comparables. Sin embargo, su eficiencia de funcionamiento es también ligeramente menor. A 100

psi ellos entregan ligeramente menos de 4 pies<sup>3</sup> por minuto por caballo de fuerza, comparado con aproximadamente 5 pies<sup>3</sup> por minuto por caballo de fuerza de los compresores reciprocantes de pistón, pero tienen la misma desventaja porque se necesitan piezas con rozamiento en la corriente de gas, y la pérdida de lubricación puede ocasionar sobrecalentamiento del cilindro. Su entrega en pies cúbicos por minuto, por caballo de fuerza es más alta que la de los compresores dinámicos. Debido a que la mayoría de los compresores de paletas funcionan con velocidades del motor de 1,200 a 1,800 rpm, se requiere lubricación presurizada para los cojinetes y otras piezas rotatorias. Se emplean en procesos en que se puede permitir la presencia de lubricación, la reducción en la velocidad se limita a alrededor del 60% de la normal porque la disminución en la fuerza centrífuga produce pérdidas de eficiencia de sellamiento.

#### COMPRESORES DE TORNILLOS ROTATORIOS

El compresor de tornillo rotatorio seco y desplazamiento positivo que se muestra en la figura 1.2.7, combina la solidez de un compresor rotatorio con una presión más constante que la que puede obtenerse con un compresor reciprocante de pistón.

Estos están contruidos con dos rotores; uno con un perfil cóncavo (hembra) y el otro con un perfil convexo (macho). El rotor puede o no tener el mismo número de lóbulos o paletas dependiendo del fabricante. Los rotores están impulsados por un

juego de engranajes reguladores que además evitan el contacto entre ellos.

Cuando el rotor gira, se crea en la admisión un área de presión negativa permitiendo que sea succionado aire hacia adentro de la caja. El aire que está entrando en la admisión es entonces atrapado entre los rotores y la caja. Al engranar los rotores macho y hembra, el aire es conducido en un espacio progresivamente más pequeño hasta que se descarga. Sucesivas bolsas de aire son captadas, comprimidas y descargadas de esta manera. Cada cavidad comienza a descargar. Lo que produce una corriente de aire suave, continua y libre de choques.

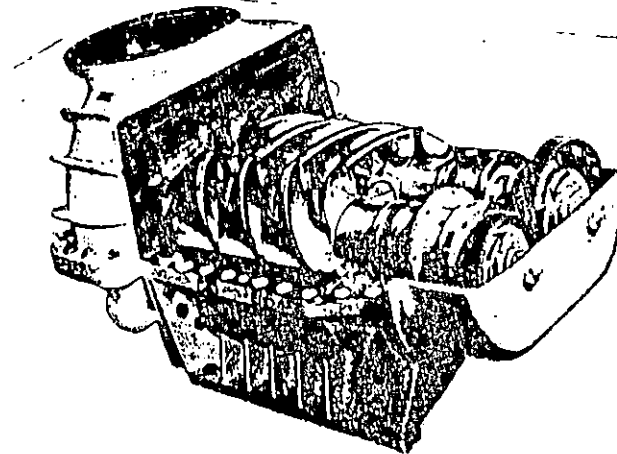


Fig. 1.2.7 Un compresor de tornillo rotatorio seco.

Los compresores monoetápicos están impulsados por motores tan grandes como de 75 caballos de fuerza y producen aproximadamente 300 pies cúbicos por minuto a 50 libras por pulgada cuadrada. Los compresores de dos etapas tienen tornillos de segunda etapa más pequeños alimentados por un pasaje de flujo directo de la puerta de descarga de la primera etapa. La segunda



etapa puede ser impulsada directamente de la fuente impulsora o por el soplante de la primera etapa. El rango de presión es de alrededor de 150 psi para los compresores de dos etapas y de 250 psi para los compresores de tres etapas.

Los compresores de tornillo rotatorio seco se usan generalmente en sistemas de fuerza neumática donde se necesiten comparativamente grandes cantidades de aire sin aceite. Ellos también pueden suministrar grandes cantidades de aire a 80 a 120 psi y usar menos espacio en el piso que un compresor reciprocante de pistón.

El compresor de tornillo rotatorio húmedo está diseñado y construido similarmente al compresor de tornillo rotatorio seco. Sin embargo, como se muestra en la Fig. 1.2.8, el tipo húmedo no usa engranajes reguladores, sino que un lóbulo impulsa al otro. Para evitar desgaste y también reducir la temperatura del aire, se rocía aceite dentro de la cámara de admisión y es llevado consigo por el aire, el aceite permanece como un líquido cuando pasa a través del compresor separándose en el receptor o por un separador de aceite.

Los compresores de tornillo rotatorio, tanto el seco como el Húmedo, son impulsados a altas velocidades.

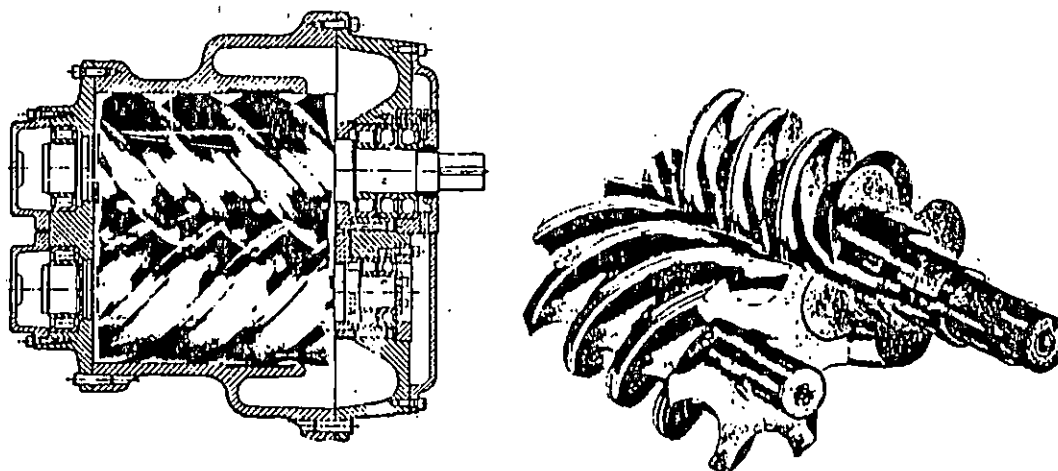


Fig. 1.2.8 Un compresor de tornillo rotatorio húmedo.

#### COMPRESORES DE ANILLO LIQUIDO

El compresor de ANILLO LIQUIDO que se muestra en la fig. 1.2.9, es un tipo diferente de compresor rotatorio. Los principales componentes incluyen una caja, un eje impulsor descentrado, un rotor con paletas fijas, y un líquido (usualmente agua). Durante el funcionamiento, el líquido es llevado alrededor del interior de la caja por las paletas del rotor. Mientras el rotor gira, el líquido (reaccionando a la fuerza centrífuga) sigue los contornos de la caja. Debido a que el rotor y la caja no están centrados, el líquido forma una cámara de compresión interior flexible. Cuando las paletas del rotor pasan la puerta de admisión, se succiona aire hacia adentro del compresor por el tamaño creciente de la cámara formada de fluido.

El tamaño de la cámara comienza a disminuir cerca de la salida del compresor y el gas es descargado donde es más pequeña la cámara.

Los aspectos críticos son la presión de vapor del gas de entrada, comparada con la presión de vapor del líquido que forma el anillo líquido y el aumento de temperatura en el mismo, la presión de vapor del fluido para sellos debe ser muy inferior al punto de ebullición, pues en otra forma se evaporará el anillo líquido, ocasionando pérdida de capacidad y quizá serios daños por sobrecalentamiento.

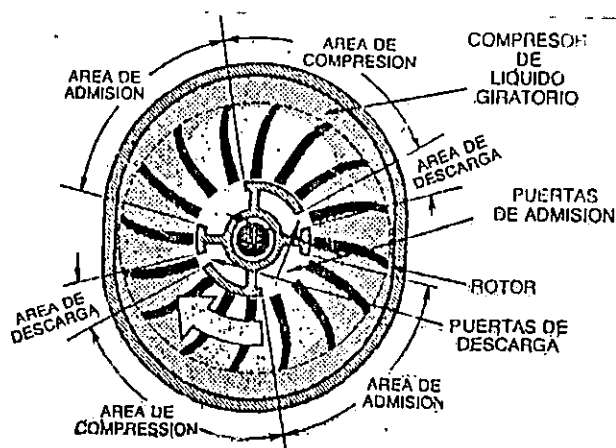


Fig. 1.2.9 Un compresor de anillo líquido.

Los compresores de anillo líquido tienen capacidades de hasta 5,000 pies cúbicos por minuto a 75 libras por pulgada cuadrada en modelos monoetápicos. Los mismos modelos pueden producir hasta 10,000 pies cúbicos por minuto, pero a rangos más bajos de presión (alrededor de 15 lbs/pulg.<sup>2</sup>). Pueden obtenerse también presiones más altas, por arriba de 75 lbs/pulg.<sup>2</sup>, pero con una reducción en capacidad. Estos compresores son muy eficientes para instrumentos y aire de control, debido a que son compactos en tamaño, no son tan eficientes como otros tipos, el régimen de capacidad es aproximadamente de 2 pies cúbicos por minuto por caballo de fuerza a 75 lbs/pulg.<sup>2</sup>.

#### COMPRESORES DE ROTORES

El compresor de ROTORES que se muestra en la fig. 1.2.10, es un compresor de baja presión. Estos compresores son a veces aludidos como SOPLADORES porque están diseñados para alto volumen más bien que para presión. Las unidades están formadas por una caja y dos rotores impulsados por engranajes interconectados y regulados. Los rotores pueden tener dos, tres, o cuatro lóbulos. Los lóbulos pueden ser rectos o tener una ligera torcedura o configuración helicoidal. La torcedura suaviza las pulsaciones de la presión en este punto de descarga. Los engranajes regulados evitan que los lóbulos nunca puedan estar en contacto.

Cuando giran los rotores, crean una presión negativa en la admisión que succiona gas hacia adentro de la caja. Al girar,

los rotores llevan el gas entre el lóbulo y la caja, hacia la puerta de descarga. Cuando los lóbulos se engranan, el gas es oprimido a salir por la puerta de descarga.

Los rotores están maquinados con tolerancias muy estrictas, y tienen solamente 0.003 pulgadas a 0.006 pulgadas de tolerancia entre ellos. También conviene determinar una contrapresión mínima para evitar el juego de los engranes de sincronización. El deslizamiento ocasiona derivación interna y precalentamiento del gas en la succión. cuanto más baja sea la velocidad en un tamaño dado, mayor será la derivación interna. Si la velocidad es muy baja, habrá sobrecalentamiento, con posibles daños en los rotores.

Estos compresores manejan relativamente grandes cantidades de aire a presiones hasta 10 psi. si se requieren presiones más altas, puede añadirse una segunda etapa para aumentar la presión de descarga a 30 psi. Los rotores no requieren lubricación porque nunca están en contacto uno con el otro. Además, la temperatura del aire no aumenta mucho y por consiguiente la unidad requiere poco o ningún enfriamiento.

Cabe mencionar que estos compresores son muy ruidosos y no suelen tener protección como silenciadores de succión y descarga, y pueden necesitar casetas con aislamiento, pues algunos reglamentos ya lo exigen.

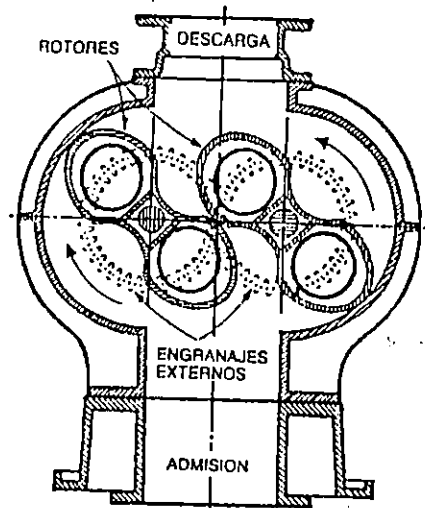
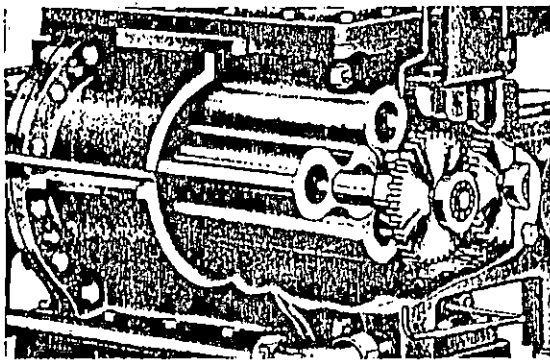


Fig. 1.2.10 Un tipo de compresor de rotores.

#### 1.2.2 COMPRESORES DINAMICOS

Los compresores dinámicos están diseñados para entregar grandes cantidades de aire ( tanto como 100,000 pies cúbicos por minuto ) a presiones hasta de 125 psi. Se usan primordialmente para proveer aire para procesos, pero pueden usarse también para ventilación. Sus capacidades mínimas son alrededor de 3,000 pies cúbicos por minuto y hace que sean demasiado grandes para la mayoría de los sistemas de fuerza neumática. Al mismo tiempo, unidades más bajas suministran aire a presiones ( 25 a 30 psi ) demasiado pequeñas para sistemas de aires comprimido. Estos tipos de baja presión generalmente se clasifican como ventiladores.

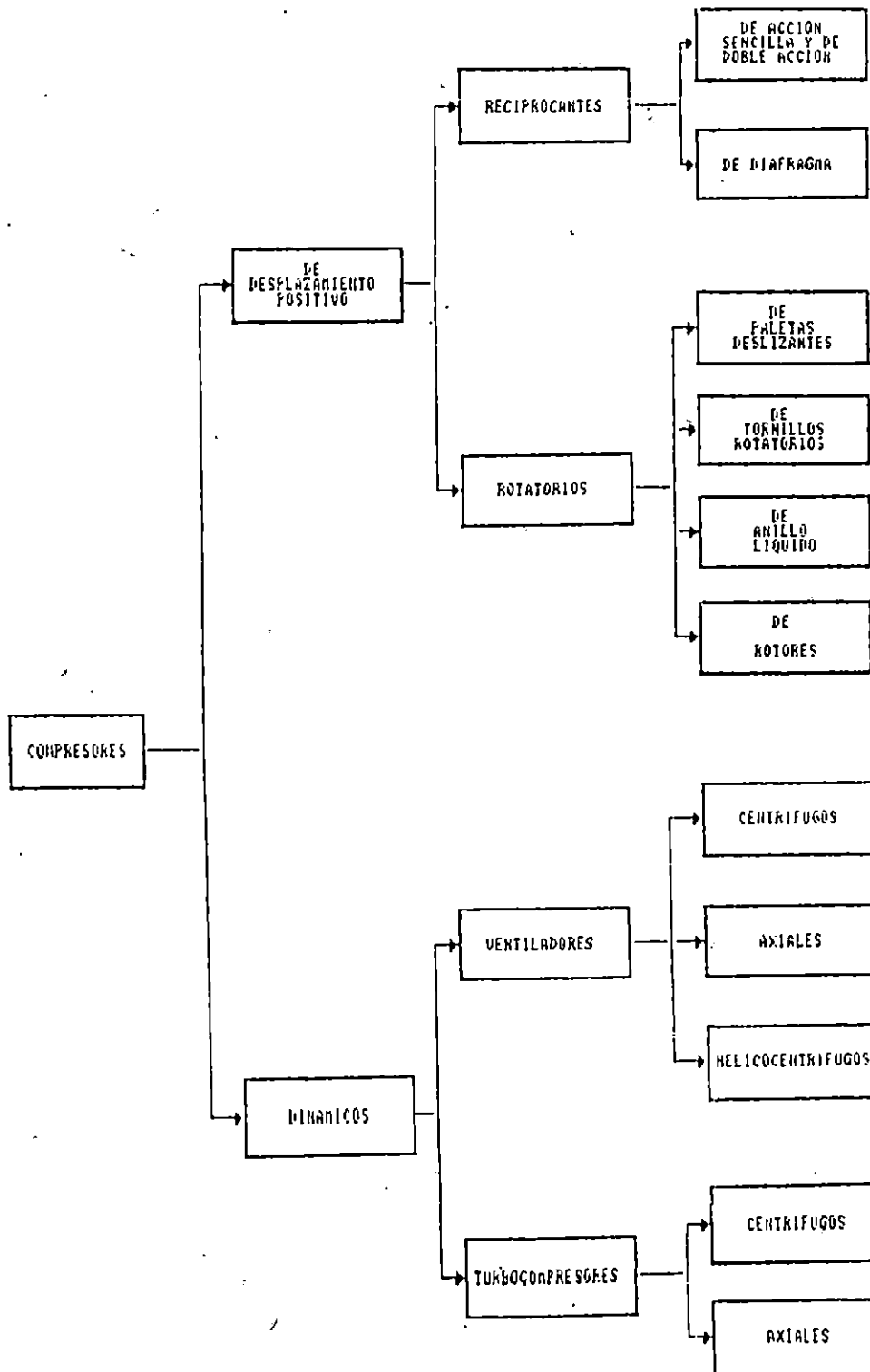


Fig. 1.2.11 Clasificación de los compresores

#### 4.3.0 ACCESORIOS

Las unidades básicas del compresor (la pieza que realmente comprime el aire) requieren componentes accesorios si es que van a funcionar apropiadamente. Los compresores están disponibles como unidades básicas y como unidades completas compactas. Las unidades básicas se envasan sin los accesorios o con solamente unos cuantos. Otros accesorios generalmente se obtienen separadamente y se instalan según se requiera.

El equipo de accesorios usualmente requerido incluye lo siguiente:

- Controles de compresión
- Filtro de aire de admisión
- Dispositivo de seguridad de presión de aceite
- Refrigeración
- Acumulador de aire comprimido
- Reguladores de presión
- Tuberías
- Filtros de aire comprimido
- Válvulas de aguja
- Purgadores
- Amortiguadores de pulsaciones

Otro equipo accesorio suministrado para los compresores incluye indicadores de presión, dispositivos de seguridad,



Cuando se arranca el compresor, deben funcionar varios controles eléctricos y neumáticos. Mientras más grande sea el compresor y el sistema neumático, más controles se usan. Si un motor eléctrico impulsa el compresor, debe arrancarse mediante un interruptor eléctrico adecuado sin que cause una sobrecarga. En compresores grandes, esto sólo puede hacerse DESCARGANDO el compresor (desahogando toda la presión interna) de modo que no comprima el aire y sea más fácil de poner en marcha. Cuando el compresor esté girando a suficiente velocidad, los controles de descarga se desenergizan, permitiendo al compresor que se cargue plenamente y comprima el aire. Los compresores pequeños usualmente no requieren la descarga del cilindro, o acumulador y están provistos solamente con un control de arranque del tipo de sujeción y un motor de arranque de par torsor alto.

En compresores pequeños hasta 25 caballos de potencia, la presión del sistema se mantiene usualmente arrancando o parando la compresión. Cuando se necesite aire para elevar la presión del sistema, se arranca el compresor. Cuando la presión en la línea es suficientemente alta, se para el compresor. El arranque y la parada se realizan con un interruptor de presión operado con

### 1.3.1 CONTROLES DEL COMPRESOR

controlamos, termostatos, filtros de aceite, controles de agua de enfriamiento, volantes, poleas, protectores para las piezas en movimiento y algunas veces, tuberías flexibles de descarga.

un diafragma o un fuelle, que arranca el motor del compresor siempre que la presión del tanque de aire caiga por debajo de la presión predeterminada de conectar. Cuando la presión del tanque alcance la presión predeterminada de desconectar en el interruptor, el motor se para. Los interruptores son usualmente de acción rápida, para proteger sus contactos contra desgaste excesivo.

Otro método de controlar la presión es a través del uso de válvulas DESCARGADORAS DE SUCCION. Esto se hace como sigue. La válvula descargadora piloto (Fig. 1.3.1) está conectada al acumulador del sistema y al mecanismo de descarga. Cuando la presión del acumulador de gas alcanza la presión determinada en la válvula piloto, el piloto se abre presurizando el espacio por encima del diafragma de descarga o el pistón. El pistón descargador empuja el impulsor de dedos múltiples hacia abajo, abriendo la válvula de succión. Con la válvula de succión en posición abierta, el aire circula dentro del compresor, pero no es suministrado al sistema.

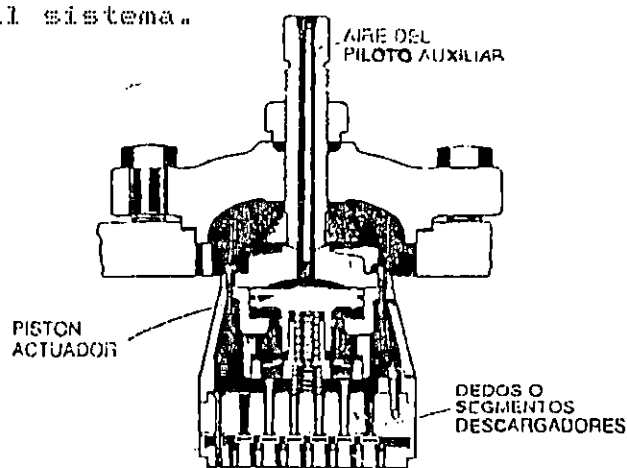


Fig. 1.3.1 Válvula descargadora de seguridad operada por aire.

Cuando la presión del aire se reduce en el sistema, la válvula piloto se cierra y descarga el espacio por arriba del diafragma. El resorte de seguridad eleva el diafragma del descargador y el pistón, y la válvula de descarga permite de nuevo al compresor que suministra aire comprimido al sistema. Una válvula de solenoide operada eléctricamente puede usarse para descargar el compresor durante el arranque.

En algunos compresores reciprocantes, la válvula piloto del descargador actúa en la válvula de entrada del compresor. Con este método se evita que el compresor tome gas, y no se suministre este aire comprimido al sistema. Cuando se descargan la válvulas de entrada, un compresor puede extraer aceite lubricante del colector y pasarlo al sistema.

### 1.3.2 FILTRO DE AIRE DE ADMISION

Un filtro de admisión es una pieza esencial en un compresor. Un filtro de admisión elimina la suciedad del aire y protege las piezas en movimiento del compresor.

### 1.3.3 ACUMULADOR DE AIRE COMPRIMIDO

El acumulador o depósito sirve para estabilizar el suministro de aire comprimido. Compensa las oscilaciones de presión en la red de tuberías a medida que se consume aire

comprimido.

Gracias a la gran superficie del acumulador, el aire se refrigera adicionalmente. Por este motivo, en el acumulador se desprende directamente una parte de la humedad del aire en forma de agua. (ver fig. 1.3.2)

El tamaño de un acumulador de aire comprimido depende:

- Del caudal de suministro del compresor
- Del consumo de aire
- De la red de tuberías (volumen suplementario)
- Del tipo de regulación
- De la diferencia de presión admisible en el interior de la red.

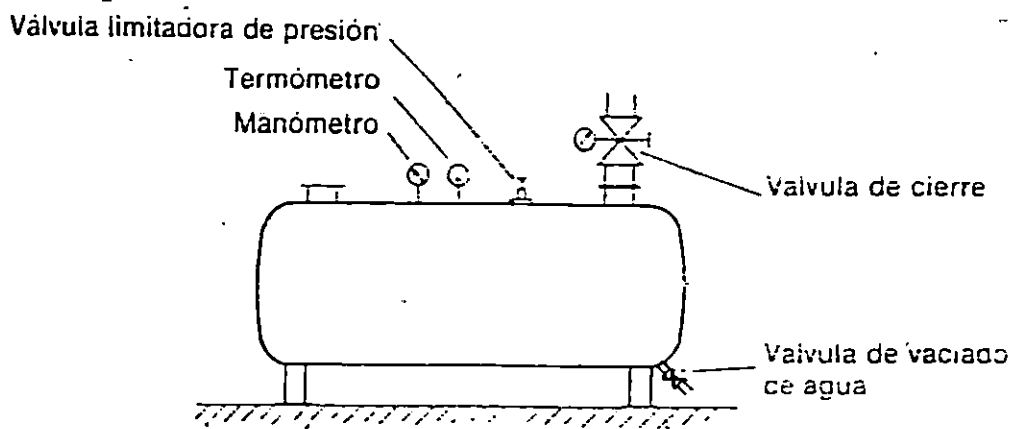


Fig. 1.3.2 Acumulador

#### 1.3.4 REGULADORES DE PRESION

Se necesita un regulador de presión para reducir el suministro de fluido de alta presión (aire, agua, aceite, etc.) a una presión de trabajo utilizable, manteniéndola satisfactoriamente regulada para las condiciones de funcionamiento requeridas.

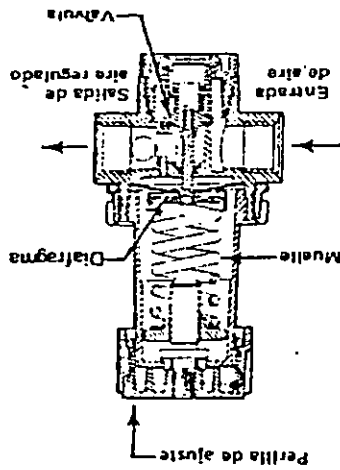
Las partes de un regulador de presión ( fig. 1.3.3 ), consisten principalmente en un diafragma flexible que controla una válvula mediante una pequeña espiga y un muelle presionado contra el diafragma por un tornillo regulador. La cara del diafragma destinada a recibir la presión del fluido está comunicada con el interior del orificio de salida, de forma que la presión regulada actúa sobre el diafragma.

Cuando el tornillo de regulación está completamente flojo, no se aplica ninguna carga sobre el muelle regulado, y en consecuencia, se cierra la válvula de paso. Al avanzar el tornillo de ajuste hacia el interior se aplica una carga al muelle regulador que es transmitida a la válvula a través del diafragma y del vástago de unión, abriéndose dicha válvula. Cuando la presión regulada aumenta, aumenta también la presión contra el diafragma, forzándolo a comprimir el muelle hasta que la carga ejercida por este es igual a la carga ejercida por la presión regulada. Si no hay demanda de caudal, este estado de equilibrio persistirá con la válvula cerrada, pero si se produce

Las tuberías son las encargadas de transportar el fluido comprimido desde el equipo hasta el lugar de trabajo. La tubería por lo general se especifica por el diámetro, pero este no debe elegirse conforme a otros tubos existentes ni de acuerdo con cualquier regla empírica, sino conforme al caudal. La longitud de las tuberías, las pérdidas de presión (admisibles) la

### 1.3.5 TUBERIAS

Fig. 1.3.3 Reguladores

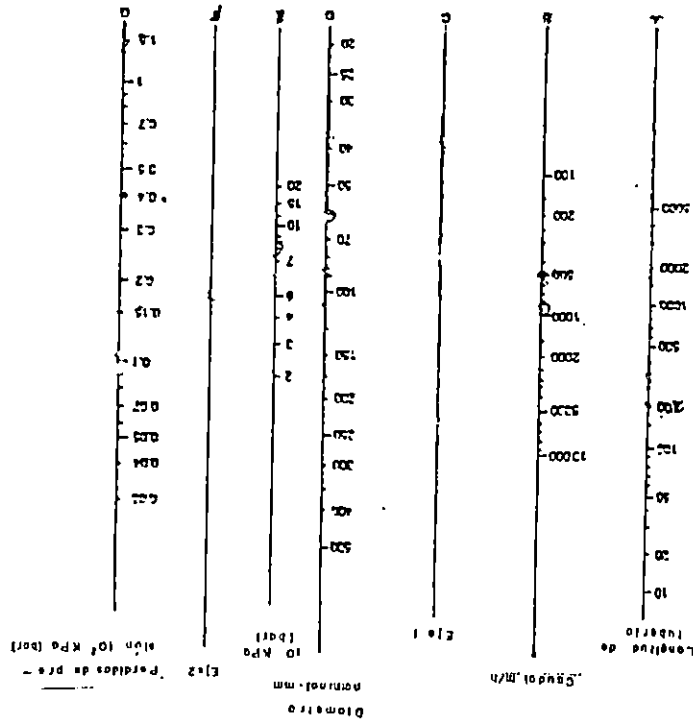


nivel deseado.

compensar la demanda, manteniéndose así la presión regulada al tendrá lugar con la válvula abierta en la medida necesaria para un consumo en la presión regulada, este estado de equilibrio

Las resistencias de los elementos estranguladores (válvulas de cierre, válvula esquinera, unión en T, compuerta codo normal) se indican por una longitud equivalente. Se entiende por longitud equivalente la longitud de una tubería recta que ofrece la misma resistencia al flujo que el elemento estrangulador o el

Fig. 1.3.4 Diámetro de la tubería



diámetro de la tubería en una forma rápida y sencilla. La figura 1.3.4 es un monograma que ayuda a encontrar el son aspectos que la experiencia nos indica que valores utilizar. presión de servicio y la cantidad de estrangulamiento en la red,

punto de estrangulación. La sección de paso de la tubería de longitud equivalente es la misma que la tubería. La siguiente Fig 1.3.5 permite averiguar rápidamente las longitudes equivalentes.

El material de la tubería se puede elegir, según las diversas posibilidades: Cobre, latón, aceros finos, tubo de acero negro, tubo de acero galvanizado y plásticos. Dicha selección del material para la tubería, se elige según el fluido a transportar o si la tubería estará al intemperie.

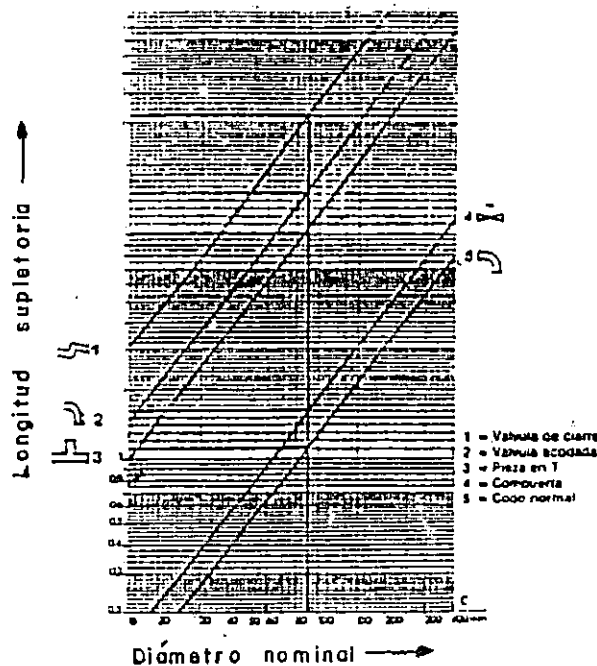


Fig. 1.3.5 Monograma ( Longitudes supletorias )

La tubería de descarga se puede soportar bien debajo del cilindro del compresor o en el piso. Los cambios de dirección o



elevación y uniones del tubo deben ser hidrodinámicas (fig. 1.3.6). Los siguientes diseños ayudan a evitar el flujo a pulsaciones: curvas en vez de codos (fig. 1.3.6 a); entradas angulares en lugar de laterales (fig. 1.3.6 b); vueltas en un plano en lugar de desplazamiento doble (fig. 1.3.6 c); uniones suaves en vez de flujos encontrados (fig. 1.3.6 d); múltiples con extremo hidrodinámico, en vez de cabezal cerrado (fig. 1.3.6 e). Las obstrucciones deben ser mínimas, y se deben evitar componentes que tengan grandes pérdidas de presión. Un cambio brusco e inesperado en el caudal y aumentos en las velocidades, combinados con las obstrucciones en la tubería, puede ocasionar flujo a pulsaciones y vibraciones. Las válvulas se deben instalar sin alterar la configuración de la tubería. Los soportes para la tubería del compresor deben ser independientes de la estructura y de los cimientos de edificio y los del compresor. Los soportes se colocan también en los cambios de dirección, en las válvulas y en general, en donde actúan fuerzas externas o internas que puedan inducir vibración.

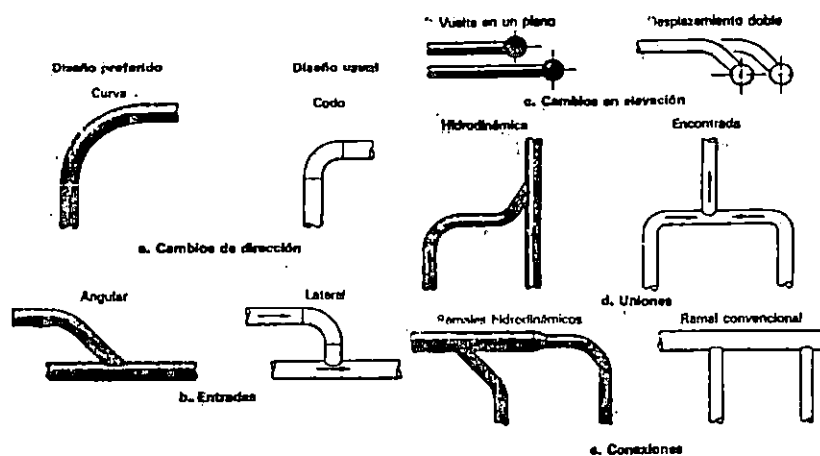


Fig. 1.3.6 Tubería para compresores y bombas recíprocantes

1.3.6 FILTRO PARA AIRE COMPRESO

La utilización de filtros en una línea de aire comprimido protege a las herramientas neumáticas, cilindros, válvulas y otros elementos contra la corrosión y funcionamiento deficiente, gracias a una eficaz eliminación de la humedad y emisiones de aceite. Suprimen también el desgaste del citado material neumático, con una eficiente retención del polvo, cascavilla de las tuberías, herrumbre y otras impurezas sólidas de aire.

En la figura 1.3.7 se muestra los componentes de un filtro para aire.

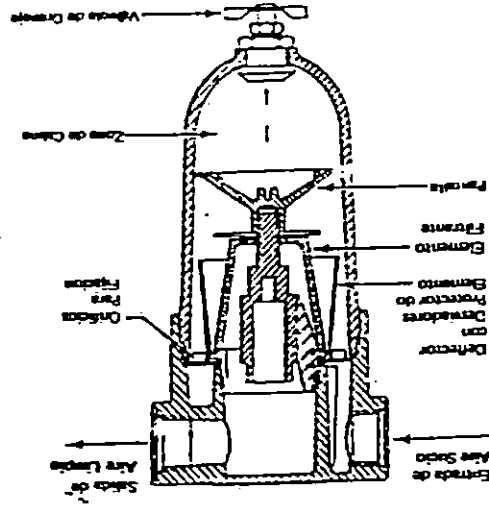


Fig. 1.3.7 Filtro para aire

El aire en el depósito, a través de deflectores directo-  
nales, origina una corriente centrífuga que impulsa las

Las válvulas de agua tienen cuerpo de bronce a prueba de escape, con aguja también de bronce para una medición exacta de aire, líquidos y gases que no afectan el bronce (Fig. 1.3.8).

### 1.3.7 VALVULAS DE AGUA

Reducen además los costos del mantenimiento, mejoran el rendimiento y prolongan la vida de los equipos neumáticos, amortizándose rápidamente su costo.

El drenaje automático actúa tan a menudo como sea necesario mientras haya presión en la línea. antes de que éstos alcancen un nivel que anula la eficacia del drenaje automático vacía automáticamente los líquidos recogidos de la acumular demasiado líquido en el depósito. El filtro de un filtro de aire pierde la mayor parte de su eficacia si se los líquidos acumulados.

Los modelos con drenaje automático eliminan automáticamente elemento filtrante que elimina los sólidos que lleva el aire. En su camino hacia la salida el aire es obligado a atravesar el son vaciados al exterior mediante la simple apertura del drenaje. hacia la corriente de aire. Los líquidos y sólidos acumulados separadora impide que la turbulencia del aire los haga retornar calma" en la parte interior del depósito, donde una pantalla filtro. Desde aquí, los líquidos descienden hasta la "zona de partículas líquidas hacia la pared interior del depósito del

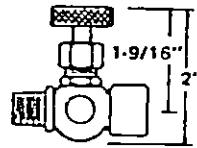


Fig. 1.3.8 Válvula de aguja

### 1.3.8 PURGADORES

Diseñados para instalarlos en un punto bajo en la línea de aire comprimido donde el agua pudiera acumularse. ( Fig. 1.3.9 )

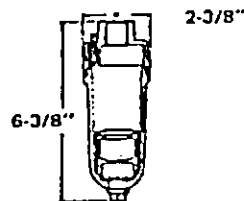


Fig. 1.3.9 Purgado

### 1.3.9 MANOMETRO

Aparato destinado a la medición de presiones. Los más empleados en la industria son los manómetros metálicos. Consisten generalmente en una cápsula metálica de paredes delgadas en cuyo interior actúa la presión desconocida. Por efecto de presión se deforma un muelle ( resorte ), deformacion

que se refleja en una palanca provista de un índice que se mueve frente a una escala (ver Fig. 1.3.10).

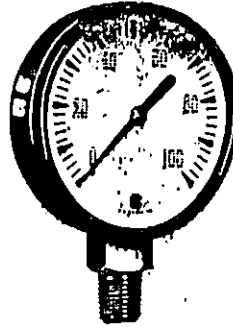


Fig. 1.3.10 Manómetro

### 1.3.10 VALVULA DE SEGURIDAD

Aunque tienen uso limitado, muchos compresores tienen instalados este tipo de válvulas.

La válvula de seguridad se abre a una presión determinada, descargando así el aire necesario hasta llegar a una determinada presión en donde se cierra. Si la presión en exceso permanece constante la válvula no se cerrará.

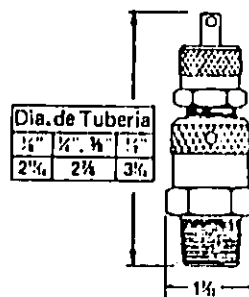


Fig. 1.3.11 Válvula de seguridad

### 1.3.11 SELLOS Y EMPAQUETADURAS

El funcionamiento sin fugas, poco mantenimiento y cumplimiento con los reglamentos contra la contaminación son las principales ventajas de los sellos mecánicos en los ejes.

Los sellos mecánicos impiden el escape de todos los tipos de fluidos, sean gases o líquidos, a lo largo de un eje o árbol rotatorio que se extienden a lo largo de una carcasa o una cubierta. Las extensas aplicaciones de estos sellos en las industrias de procesos químicos (IPC) van desde la contención de fluidos criogénicos hasta fluidos de alta temperatura para transferencia de calor.

El sello mecánico tiene ciertas ventajas en relación con las empaquetaduras porque:

- Produce un sellamiento más positivo
- Elimina los ajustes manuales periódicos
- Sólo se necesita reemplazar el sello y no el eje o camisa de la bomba.

Los equipos en que se utilizan sellos mecánicos son compresores centrífugos, de flujo axial y rotatorios.

### 1.3.11.1 CARACTERISTICAS DE LOS SELLOS MECANICOS

El sello mecánico se utiliza para evitar fugas por los ejes, mediante dos superficies de sellamiento, una estacionaria y otra que gira en contacto con el eje. Estas superficies o caras de sellamiento están perpendiculares en vez de paralelas con el eje. El sello mecánico es similar a un cojinete porque tiene holguras muy pequeñas de funcionamiento con una película de líquido entre las caras.

Las dos superficies del sellamiento se llaman el anillo primario y anillo correlativo (Fig. 1.3.12) y cualquiera de ellos puede ser estacionario. Sin embargo, en la mayor parte se utilizan un anillo primario rotatorio y un anillo correlativo estacionario. Las caras de los anillos se pulimentan para darles una planicidad que se mide en millonésimas de pulgadas, y permanecen en contacto en toda su superficie para producir un sello casi completo.

El anillo primario tiene montaje flexible para permitir su movimiento axial y radial y mantener el contacto con el anillo correlativo.

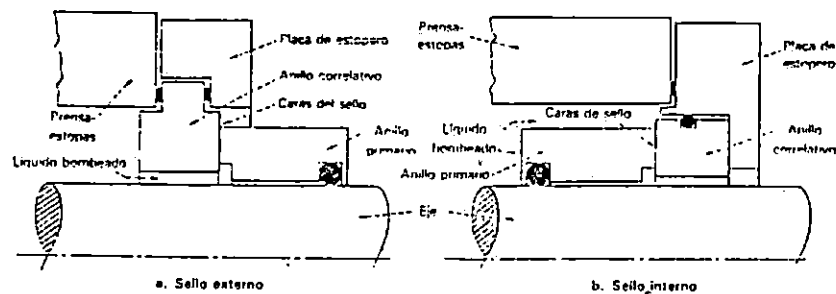


Fig. 1.3.12 Tipos de sellos

La fuerza de cierre necesaria para mantener el contacto con el anillo correlativo se produce con resortes, fuelles metálicos o magnetismo. El anillo correlativo puede tener montaje flexible con sellos anulares o juntas y se instala a presión.

#### CLASIFICACION DE LOS SELLOS MECANICOS

Los sellos mecánicos se clasifican por el tipo de montaje; sea interno o externo y si son equilibrados (balanceados) o desequilibrados.

El equilibrado está diseñado para compensar los cambios bruscos en la presión hidráulica. Por contraste el sello desequilibrado no los compensa y sólo se justifica por su menor costo.

Si el anillo primario está montado en el recipiente para el líquido, se denomina sello interno; si está montado en el exterior, se denomina sello externo. En la figura 1.3.12 se ilustran los sellos internos y externos.

Se prefieren los sellos externos para facilidad de mantenimiento. También permiten aislar las piezas metálicas de los materiales corrosivos. Algunas de su desventajas son:

1.- La fuerza hidráulica tiende a separar las caras del sello.

2.- La lubricación y lavado de las caras están restringidas.

3.- Las partículas abrasivas en el líquido se pueden acumular en la abertura anular; después, la fuerza centrífuga las empuja entre las caras y producen desgaste rápido.



## INSTALACION Y FUNCIONAMIENTO

La instalacion correcta de los sellos mecanicos es importante, el movimiento axial del eje debe ser menor de 0.004 Pul, pues un movimiento excesivo puede ocasionar desgaste del eje o camisa en el punto de contacto con el sello secundario.

El momento más crítico para un sello es cuando se pone en marcha el compresor por primera vez. Durante el arranque es cuando se pueden introducir sólidos y dañar los sellos.

Si el sello es el correcto y está bien instalado, puede durar quizá dos años después de arrancar el compresor.

Algunos de los problemas que pueden ocurrir son:

1.- Pérdida de la película entre las caras, que pueden producir grietas por calor en la cara dura o la explosión del anillo de carbón.

2.- Desgaste de las caras por los sólidos en el líquido o por un líquido que se cristaliza entre las caras.

3.- Deformación del anillo estacionario, ocasionado por apretar en exceso los tornillos del estopero.

## CAUSAS DE LAS FALLAS

Cuando las fugas son excesivas es que hay falla del sello y las causas comunes son:

- Manejo incorrecto de los componentes. Permitir que se raspen o dañen antes o durante la instalación.
- Ensamblaje incorrecto del sello. colocación incorrecta o no instalar un componente en la cavidad para el sello.
- Materiales o tipo de sello inadecuados. Selección incorrecta del material o tipo de sello para las presiones, temperaturas, velocidades y propiedades de los líquidos en determinada aplicación.
- Procedimientos incorrectos para arranque y funcionamiento. Puede ser algo tan sencillo como no aplicar presión en un sello doble antes de poner en marcha la bomba o dejar que el sello funcione en seco por accidente.
- Contaminantes en el líquido. Pueden ser partículas de sólidos en el líquido para la cavidad del sello.
- Equipo en malas condiciones. El problema puede ser por desviación, flexión o vibración excesivas del eje.
- Sello gastado. Ha terminado la duración útil del sello.

### 1.3.11.2 CARACTERISTICAS DE LAS EMPAQUETADURAS

Las empaquetaduras cumplen una misión similar a los sellos mecánicos, con la ventaja que se aplican en áreas mucho mayores.

Las empaquetaduras correctas y bien instaladas en ejes rotatorios, pueden aislar de la atmósfera el líquido del equipo de proceso.

Los nuevos materiales han hecho posibles empaquetaduras que sellan mejor, duran más y reducen el desgaste del equipo.

Aunque la tendencia actual es construir plantas totalmente selladas con sellos mecánicos las empaquetaduras mecánicas son una opción viable de los sellos en una gran variedad de servicios.

La principal ventaja de las empaquetaduras es la facilidad para seleccionarlas e instalarlas en un prensaestopas o estopero (Fig. 1.3.13). Las empaquetaduras también evitan las serias fallas que pueden ocurrir con los sellos mecánicos.

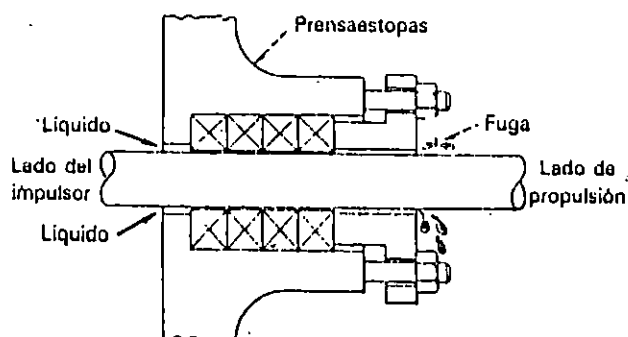


Fig. 1.3.13 Empaquetadura mecánica

Las empaquetaduras funcionan con el principio de fugas controladas en aplicaciones dinámicas. No se pretende que

eliminen por completo las fugas de un equipo sino que permitan una cantidad controlada de escurrimiento. Por otra parte, con los sellos mecánicos se pretende parar por completo cualquier fuga. Por ello, hay que definir lo que son fugas o escurrimiento.

### 1.3.11.3 FUGAS POR EMPAQUETADURAS Y SELLOS

Un sello mecánico ( Fig. 1.3.14 ) transfiere el desgaste del eje o carisa del equipo a las partes integrales del mismo. llamadas caras de sello o caras de desgaste. Si estas caras están lo bastante planas y lisas, impedirán que las fugas salgan a la atmósfera. Si se define que una fuga es un líquido visible, se puede afirmar que los sellos mecánicos detienen las fugas por completo. Además, sólo dejan escapar cantidades diminutas de vapores durante todo el funcionamiento.

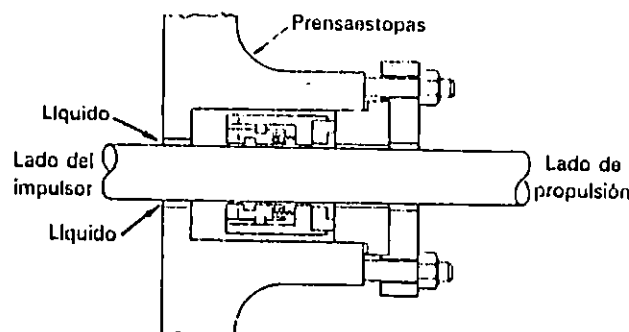


Fig. 1.3.14 Sello mecánico

Desde un aspecto técnico, los sellos mecánicos tienen fugas continuas, pero en un año de uso continuo de ellas, con un sello que funcione bien en servicio con agua, no llegarán al equivalente de una taza. Por el contrario, una empaquetadura que escurra 60 gotas por minuto, produciría 15 tazas por día. Sin embargo, en una bomba que maneje 300 gpm, el porcentaje de fugas es de sólo 0.00026%. Entonces, la finalidad básica de las empaquetaduras es el control y no la eliminación de las fugas. Se dice que los sellos mecánicos evitan las fugas, porque éstas son insignificantes, aunque a veces pueden ser considerables y, lo que es más importante, incontrolables en caso de falla del sello, lo que obligará a retirar el equipo del servicio en un momento inoportuno.

#### 1.4.0 METODOS DE SELECCIÓN DE COMPRESORES

El manejo de gases en las plantas de proceso va desde presiones muy altas hasta un vacío en muchas condiciones de flujo. A continuación se presenta un análisis de las características del equipo para hacer una selección preliminar del compresor del tipo y tamaño adecuados.

##### 1.4.1 GENERALIDADES

El "corazón" de muchos procesos y el que más problemas puede ocasionar es el compresor. Cuando se selecciona un tipo de compresor, es indispensable contar con todas las condiciones del proceso para el examen de los mismos.

En la figura 1.4.1 se ilustran los límites de funcionamiento de los compresores de mayor empleo. Se debe tener cuidado al aplicar la figura 1.4.1 porque se pueden utilizar dos o más tipos de compresores y hay que estudiar las opciones. El primer paso es definir los tipos y principios de funcionamiento de los compresores.

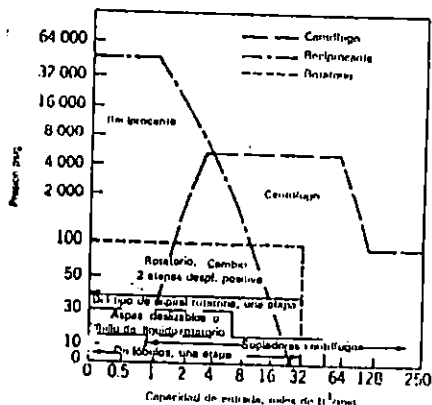


Fig. 1.4.1 Los compresores cubren límites amplios para uso en procesos. (Ref. 3)

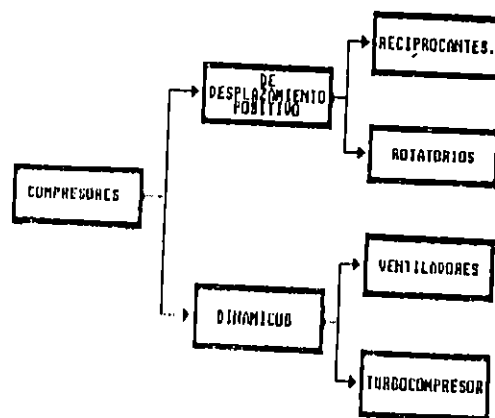


Fig. 1.4.2 Tipos de compresores para procesos químicos (Ref. 3).

Los compresores son del tipo dinámico o de desplazamiento positivo (fig. 1.4.2). Los Dinámicos incluyen centrífugos de flujo radial y axial. Los tipos de desplazamiento positivo son de dos categorías básicas : reciprocantes y rotatorios. El compresor reciprocante tiene uno o más cilindros en los cuales hay un pistón o émbolo de movimiento alternativo, que desplaza un volumen positivo con cada carrera. Los rotatorios incluyen los tipos de tornillo, rotores ó lóbulos, paletas y anillo de líquido, cada uno con una carcasa, con uno o más elementos rotatorios que se acoplan entre sí, como los lóbulos o los tornillos que desplazan un volumen fijo en cada rotación.

#### 1.4.2 CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO

En esta parte se presentará una descripción general de dos tipos de compresores como ejemplos específicos para indicar la forma en que se pueden seleccionar.

La selección se basa en los fundamentos de la termodinámica.

Algunas aplicaciones típicas son: Compresores de aire para servicios e instrumentos en casi cualquier planta, compresores de hidrocarburos como el propano, compresores de refrigeración de baja temperatura, etc.

Se debe tener cierta información acerca de a) las condiciones de funcionamiento de cualquier compresor y b) las propiedades del aire, gas o mezcla de gases que se va a comprimir.

El análisis del gas se suele expresar en porcentaje de volumen. Un análisis molal se puede convertir con facilidad en un análisis en porcentaje molal para determinar las propiedades de la mezcla de gases. En los compresores de aire se requiere la humedad relativa o temperatura del bulbo húmedo en la entrada, con la cual se puede determinar la cantidad de humedad que hay en el aire.

La razón  $\bar{v}_1 / \bar{v}_2$  de los calores específicos ( $k = c_p' / c_v$ ) se puede expresar a la temperatura de succión. Para un cálculo más exacto,  $k$  debe estar a la temperatura promedio durante el ciclo de compresión.



Los factores de compresibilidad, que indican la desviación con respecto a un gas ideal, se dan o calculan en las condiciones de succión y de descarga. Para el aire o para un gas puro hay disponibles gráficas de factores de compresibilidad, como funciones de la presión y temperatura reales. Si no se cuenta con esas gráficas para gases mezclados se acostumbra utilizar las tablas generales de compresibilidad que requieren calcular la presión reducida,  $P_r$ , y la temperatura reducida,  $T_r$ . Estos términos se definen mediante  $P_r = P/P_c$ , y  $T_r = T/T_c$ , en donde,  $P$  y  $T$  son presión, y temperatura en las condiciones reales de funcionamiento;  $P_c$  y  $T_c$  son la presión crítica y la temperatura crítica de la mezcla. Para demostrar las diversas relaciones, se examinará el procedimiento para una mezcla de gases.

Ejemplo 1.4.1. Una mezcla típica de hidrógeno y gas hidrocarburo tiene la composición indicada en la tabla 1.4.1. Se trata de encontrar el peso molecular, la razón de los calores específicos, la presión crítica y temperatura crítica. Los cálculos para los componentes de la mezcla se presentan en la tabla 1.4.1 junto con los datos pertinentes de cada componente puro. La razón de los calores específicos,  $k$ , se calcula como sigue:

$$k = \frac{C_p}{C_v} = \frac{C_p}{C_p - 1.986} = \frac{7.764}{7.764 - 1.986} = 1.343 \quad (18)$$

Para este ejemplo, se tomó el calor específico molal,  $c_p$ , a 150 °F, supuesta como temperatura promedio típica durante el ciclo de compresión, con una temperatura de 100 °F en la succión. Si la temperatura promedio varía mucho desde ese valor, se debe utilizar el calor específico molal para la temperatura promedio durante la compresión.

Tabla 1.4.1 Análisis del gas, otros datos y cálculos para el Ejemplo 1.4.1

Mezcla de gases		Peso molecular, $M_w$	Aportación*, % ( $M_w$ )/100	Calor específico a 150°F, $c_p$ , Btu/(lb-mol) (°F)	Aportación*, % ( $P_c$ )/100	Presión crítica, $P_c$ , psia	Aportación*, % ( $P_c$ )/100	Temperatura crítica, $T_c$ , °R	Aportación*, % ( $T_c$ )/100
Componente	Moles, %								
Hidrógeno	85	2.016	1.714	6.94	5.899	327	278	83	71
Metano	9	16.04	1.444	8.95	0.805	673	61	344	31
Etano	3	30.07	0.902	13.77	0.413	708	21	550	17
Propano	2	44.09	0.882	19.53	0.390	617	12	666	13
Isobutano	0.5	58.12	0.291	25.75	0.128	529	3	735	4
n-Butano	0.5	58.12	0.291	25.81	0.129	551	3	766	4
Total	100		5.524		7.764		378		140

Las presiones y temperaturas se deben dar en las condiciones de succión, y la presión de cualquier carga lateral o requisito intermedio en el ciclo total de compresión. No se da la temperatura de descarga, sino que se calcula para incluir los efectos del aumento de temperatura durante la compresión. Las presiones, por lo general, se expresan en lb/pulg<sup>2</sup> manométricas (psig) o en lb/pulg<sup>2</sup> absolutas (psia).

Las capacidades se pueden expresar en diversas formas:

— Flujo en peso,  $W$  (lb/h) o (lb/min)

- Gasto, referido a las condiciones estándar, que suele ser 14.7 y 60 °F en las industrias de procesos químicos, expresado como

PCME: Pies cúbicos estándar por minuto

PCHE: Pies cúbicos estándar por hora

MMPCDE: millones de pies cúbicos estándar por día de 24 horas

- El gasto, en relación con las condiciones en la succión que se suele expresar como:

PCMS, pies<sup>3</sup>/min ó pies<sup>3</sup>/seg.

Q<sub>m</sub>, pies<sup>3</sup>/min ó pies<sup>3</sup>/seg.

No importa la forma en que se exprese la capacidad pues hay que convertirla a la capacidad en las condiciones de succión para seleccionar el compresor del tamaño correcto. Esta conversión se puede hacer con el empleo de cualquiera de las siguientes relaciones, o todas ellas:

$$\frac{P_1 V_1}{T_1 z_1} = \frac{P_2 V_2}{T_2 z_2} \quad (19)$$

en donde V es el volumen, P es la presión absoluta, T es la temperatura absoluta y z es el factor de compresibilidad. En la ecuación (19) se puede suponer que el factor de compresibilidad, z, es de 1.0 si P y T están a las condiciones estándar de 14.7 psia y 520 °R.

$$PCMS = Q_m = W \bar{V} = W / \rho \quad (20)$$

En donde:

$W$  : es el flujo , lb/min,

$\bar{v}$  : es el volumen específico, pies<sup>3</sup>/lb, y

$\rho$  : es la densidad, lb/pies<sup>3</sup>. El volumen específico,  $v$ , se puede calcular con

$$\bar{v} = z ( 1.545 / M_w ) ( T / 144P ) \quad (21)$$

en donde:

$M_w$  : es el peso molecular, lbs/mol.

$$PCME = 379.46M/60 \quad (22)$$

en donde:

$M$  : es el flujo, de mol/h

$$W = M ( M_w ) \quad (23)$$

en donde:

$W$  : es el flujo en peso, lb/h,

$M$  : es el flujo, mol/h,

$M_w$  : es el peso molecular.

$$Q_s = (PCMS) = [(MMFCDE)(10)6 / (60)(24)](14.7/P_s)(T_s/520)(z_s/1.0) \quad (24)$$

en donde:

el subíndice s denota las propiedades en las condiciones de succión.

## 1.4.2.1 CARGA Y POTENCIA DEL COMPRESOR

Para cualquier compresor, la potencia en Hp requerido es (Ref. 3)

$$HP_{a(n)} = WH_{(n)} / 33,000 \eta_{(n)} \quad (25)$$

$$H_{(n)} = [(z_s + z_d) / 2] (1545 / M_w) T_s [(r_c^{(k-1)/k} - 1)] / [(k-1) / k] \quad (26)$$

en donde:

$(HP_{a(n)})$  : es la potencia adiabática para el gas, Hp

$W$  : es el flujo en peso, lb/min

$H_{(n)}$  : es la carga adiabática, (pies-lb)/lb

$\eta_{(n)}$  : es la eficiencia adiabática

$z_s$  : es el factor de compresibilidad en las condiciones de succión

$z_d$  : es el factor de compresibilidad en las condiciones de descarga

$M_w$  : es el peso molecular

$T_s$  : es la temperatura de succión °R

$r_c$  : es la relación de compresión, es decir,  $P_d / P_s$

La temperatura de descarga adiabática  $T_{d(n)}$ , es: (Ref. 3)

$$T_{d(n)} = T_s r_c^{(k-1)/k} \quad (27)$$

Ciertos tipos de compresores funcionan muy cerca de las condiciones adiabáticas; muchos otros tienen desviaciones importantes de las adiabáticas, y el ciclo de compresión se debe

considerar como politrópico. En este caso, las relaciones necesarias son: (Ref. 3)

$$HP_{p(n)} = WH_{(n)} / 33,000 \eta_{(n)} \quad (28)$$

$$H(n) = [(z_s + z_d)/2](1545/M_w) T_s [(r_c(n)-1)/n - 1]/[(n-1)/n] \quad (29)$$

en donde:

$(HP_{p(n)})$  : es la potencia politrópica para el gas, Hp

$W$  : es el flujo en peso, lb/min

$H_{(n)}$  : es la carga politrópica, (pies-lb)/lb

$\eta_{(n)}$  : es la eficiencia politrópica

$z_s$  y  $z_d$  : factores de compresibilidad para las condiciones de succión y de descarga

$M_w$  : es el peso molecular

$T_s$  : es la temperatura de succión °R

$R$  y  $r_c$  : es la relación de compresión

La temperatura de descarga politrópica, se calcula con:

(Ref. 3)

$$T_{d(n)} = T_s r_c^{(n-1)/n} \quad (30)$$

El valor de la cantidad  $n$  en las diversas relaciones politrópicas se obtiene con

$$(n-1)/n = (k-1)/k = 1/\eta_{(n)} \quad (31)$$

Cuando se utiliza la ecuación 34 para compresores, la velocidad  $N$  se expresa en rpm, la capacidad  $Q$  en pie<sup>3</sup>/seg en las condiciones de succión, y la carga  $H_s$  en (pie-lb)/lb.

$$N_s = N \sqrt{Q} / H_s^{3/4} \quad (34)$$

La velocidad específica,  $N_s$ , es un número índice para los impulsores o rotores de los diversos tipos de bombas y compresores. La definición es la misma para ambos. (Ref. 3)

#### 1.4.2.2 VELOCIDAD ESPECÍFICA

$$\eta(s) = [(\rho_2/\rho_1)^{k-1} / (\rho_1/\rho_2)^{k-1}]^{1/(k-1)} \quad (33)$$

La relación de la eficiencia adiabática a la eficiencia politrópica es:

$h$  : es la entalpía, Btu/lb

en donde:

$$H_{(s)} = 778 \Delta h \quad (32)$$

Cuando se utilizan las tablas de las propiedades de los gases o los diagramas de Mollier para hacer los cálculos del compresor, la carga adiabática,  $H_{(s)}$ , se obtiene con

Otra cantidad adimensional para impulsores o rotores es el diámetro específico,  $D_s$ , definido con

$$D_s = (DH^{1/4}) / \sqrt{Q} \tag{35}$$

en donde:

$D$  : es el diámetro del impulsor o el rotor, pie.

Balje (Ref. 3) preparó una gráfica de velocidad específica Fig.1.4.3 en la cual se combinan las relaciones de las ecuaciones 34 y 35. Si se utiliza esta gráfica, debe ser sobre la base de carga por etapa; es decir, se debe seleccionar cada impulsor o etapa con respecto a la capacidad de entrada y carga para esa etapa. Aunque la experiencia que se tenga con los compresores de tipos existentes muchas veces no requerirá consultar la figura 1.4.3 ésta ofrece una correlación lógica para seleccionar el tipo de compresor para una aplicación dada. En los siguientes ejemplos se ilustrará el empleo típico de la figura 1.4.3. (Ref. 3)

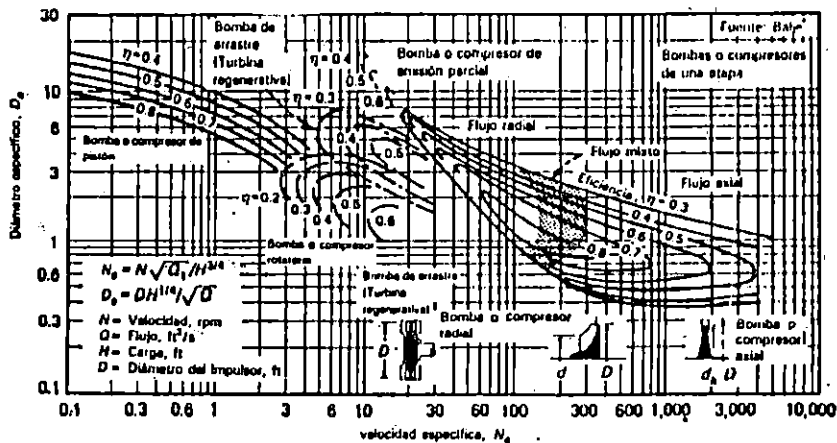


Fig. 1.4.3 La velocidad específica y el diámetro específico permiten la selección inicial de un tipo definido de compresor de una etapa.



Ejemplo 4-2 se hará la selección preliminar de un compresor para manejar 90,000 FCMS de aire cuando las condiciones en la

succión son 14.3 psia, 90°F y 70% de humedad relativa. La

presión de descarga será de 22.3 psia, el peso molecular = 28.97,  $k = 1.395$ . Se supondrá un impulsor con diámetro D de 55 pulg y

velocidad de rotación N de 3,550 rpm.

Para poder utilizar la figura 1.4.3 hay que encontrar la

velocidad y el diámetro específicos con las ecuaciones 34 y 35.

Por ello, primero se calcula el flujo de aire a la entrada,  $Q_e =$

$90,000/60 = 1,500 \text{ pie}^3/\text{seg}$  y la carga adiabática con la ecuación

26; hay que recordar que los factores de compresibilidad son

unitarios en esta condiciones. Por tanto:

$$H_{c,m} = (1545/28.97)(550)[(22.3/14.3)^{0.283} - 1]/0.283] = 14,072$$

$$N_{c,m} = (3550 \sqrt{1500}) / (14,072)^{3/4} = 106$$

$$D_{c,m} = ( (55/12) (14,072)^{1/4} ) / \sqrt{1500} = 1.29$$

Como el empleo de estos valores en la figura 1.4.3 se

encuentra que un compresor centrífugo, con impulsor sencillo, de

flujo radial, será el que ofrezca máxima eficiencia.

### 1.4.3 SELECCION DE COMPRESORES CENTRIFUGOS

Los compresores centrífugos son el tipo que más se emplea en

las industrias de procesos químicos porque su construcción

sencilla, libre de mantenimiento, permite un funcionamiento

continuo durante largos períodos.

Cuando la carga requerida es muy grande para un solo impulsor, la solución lógica son dos o más impulsores en serie, que forman los compresores de etapas múltiples, que tienen muchas aplicaciones. El más común es el de carcasa dividida horizontalmente con impulsores en serie, cuyo número puede variar de tres a ocho con o sin interenfriamiento.

En las carcasas divididas verticalmente o de barril, hechas con acero soldado, fundido o forjado, se utiliza una disposición similar en los impulsores; estas carcasas son más adecuadas para altas presiones que las de divisiones horizontales.

Todos los tipos tienen limitaciones mecánicas, debidas a la rigidez del eje y cojinetes, flexión del eje, velocidad crítica y problemas dinámicos con el rotor. Cuando se requiere mayor carga que la que se puede producir con el número máximo de impulsores en una sola carcasa, se puede utilizar dos o tres carcasas en serie hasta con 25 ó 30 impulsores en serie.

La selección de esta combinación también requiere:

- a) Calcular los PCMS ( $\text{pie}^3/\text{min}$ ) con cualquier carcasa.
- b) Carga adiabática o politrópica total en esa etapa o sección.
- c) Hacer concordar los tamaños y velocidades disponibles para carcasas e impulsores con engranes de reducción de velocidad o sin ellos, para obtener la serie completa de carcasas.

Ejemplo 4.3 hay que hacer una selección preliminar de un compresor centrífugo para manejar 80 MMPCDE de un gas recirculado con peso molecular de 5.524. se utilizará los métodos para una carga politrópica total. En la tabla 1.4.2 aparecen otros datos pertinentes y los cálculos requeridos. Para efectuar los cálculos se necesitará información y explicación adicional del contenido de la tabla.

Tabla 1.4.2. Ejemplo 4.3 Método para carga politrópica total

Cálculo para compresor centrífugo			
Identificación	Compresor de recirculación	Selección alternativo	Fuente o explicación
Capacidad MMPCOE	80	Misma	Dada
Capacidad, $W$ , lb/lb	—	—	Dada la veces
Capacidad de succión, $Q$ , PCMF	2 961	—	Ecuación (24)
Presión de succión, $P$ , psia	100	—	Dada
Temperatura de succión, $T$	100	—	Dada
Temperatura de succión, $T$	560	—	Dada
Humedad relativa, %	—	—	Dada (es aire)
Presión de descarga, $P_2$ , psia	450	—	Dada
Peso molecular, $M_w$	5.524	—	Dada
Constante del gas, $R = 1545/M_w$ (39)	279.69	—	Calculada
Razón de calores específicos, $k$	1.343	—	Dada o calculada Véase tabla 1.4.1
Compresibilidad en la succión, $z_1$	1.01	—	Dada o calculada. Véase tabla 1.4.1
Compresibilidad en la descarga, $z_2$	1.022	—	Dada o calculada. Véase tabla 1.4.1
Compresibilidad promedio ( $z_1 + z_2$ )/2	1.016	—	Calculada
Volumen específico, $\bar{v}$ , ft <sup>3</sup> /lb	3.66	—	Véase Ecuación (20)
Flujo en peso, $W$ , lb/min	809	—	Véase Ecuación (20)
Exponente del calor específico, $(k-1)/k$	0.255	—	Calculada
Velocidad acústica en la entrada, $U_1$ , ft/s	2 616	—	$U_1 = \sqrt{kRT_1/z_1}$ (36)
Relación de compresión, $r = P_2/P_1$	1.5	—	Calculada
Coefficiente de carga, $\mu$	0.49	—	Tabla 1.4.3
Eficiencia politrópica, $\eta_{pol}$ , %	73	—	Figura 1.4.4
Diámetro nominal del impulsor, $D$ , in	18	—	Tabla 1.4.3
Razón del exponente politrópico, $(n-1)/n = \gamma$ (31)	0.349	—	$\gamma = \frac{(k-1)/k}{\eta_{pol}}$ (31)
$(r_2)^\gamma$	1.152	—	Calculada
Temperatura de descarga, politrópica, $T_2$ , °R	645	—	$T_2 = T_1(r_2)^\gamma$ (30)
Temperatura de descarga, politrópica, $T_2$ , °F	185	—	
Carga politrópica, $H_{pol}$ , (ft·lb)/lb	69 307	—	Ecuación (29)
Caballaje del gas, $(HP)_{gas}$ , hp	2 328	—	Ecuación (28)
Pérdida de caballaje en cojinetes, hp	28	34	Selección en la figura 1.4.6
Pérdida de caballaje en sellos, hp	27	35	Selección en la figura 1.4.6
Pérdida de caballaje, caja de engranes	0	0	Ninguno. Emplease turbina de vapor. Estímese en un 2% del caballaje del gas
Caballaje total al freno, bhp	2 383	2 397	
Velocidad en la punta de impulsor, máxima, $U$ , ft/s	900*	—	$U \leq 0.9 \text{ a } 1.0(U_1)$
Velocidad en la punta de impulsor, real, $U$ , ft/s	807	871	$U = \sqrt{\frac{H_{pol}}{N_{st}}}$ (37)
Número de etapas, $N_{st}$	7	6	Con la relación precedente
Tamaño o designación del cuerpo (carcasa)	#2	#2	Tabla 1.4.3
Velocidad de rotación, $N$ , rpm	10 267	11 081	$N = 729U/D$ (38)
Coefficiente de flujo en la succión, $\phi_1$	0.0346	0.0321	Ecuación (41)
Coefficiente de flujo en la descarga, $\phi_2$	0.0269	0.0249	Ecuación (41)

En este ejemplo, la velocidad máxima en la punta del impulsor se establece por las limitaciones en el esfuerzo en un impulsor convencional de espas de curvatura inversa, no por comparación con la velocidad acústica. Conclusión: la selección preliminar es un compresor centrífugo de 7 o de 6 etapas, sin interenfriamiento, que requiere alrededor de 2 400 bhp y funciona a 10 267 o 11 081 rpm.

En la figura 1.4.4 y tabla 1.4.3 aparecen algunos valores representativos de la eficiencia politrópica, límites de flujo, diámetro del impulsor y coeficiente de carga para los compresores que hay en el mercado.

Tabla 1.4.3 Valores para la selección preliminar de compresores centrífugos de etapas múltiples

Tamaño nominal	Límites de flujo, ft <sup>3</sup> /min	Coefficiente de carga*, promedio, $\mu$	Diámetro nominal del impulsor, D, in
1	800 a 2,000	0.48	14 a 16
2	1,500 a 7,000	0.49 a 0.50	17 a 19
3	4,000 a 12,000	0.50 a 0.51	21 a 22
4	6,000 a 17,000	0.51 a 0.52	24
5	8,000 a 35,000	0.51 a 0.52	32
6	35,000 a 65,000	0.53	42 a 45
7	65,000 a 100,000	0.54	54 a 60

\*Con base en impulsores con álabes de inclinación inversa; los de álabes radiales tienen valores más altos

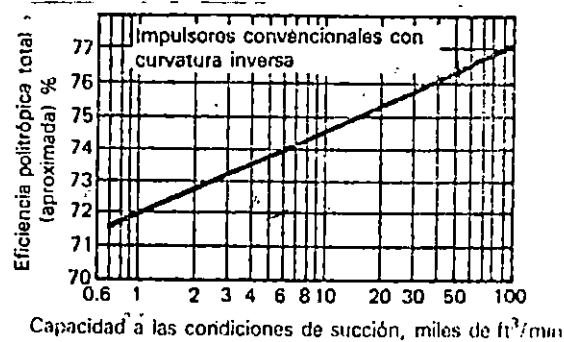


Fig. 1.4.4 Eficiencia de compresores centrífugos de etapas múltiples

El coeficiente de carga y el coeficiente de flujo, son valores adimensionales que se utilizan para describir el rendimiento de cualquier impulsor sencillo o grupo de ellos en el compresor. La relación se puede presentar como curva de rendimiento ( Fig 1.4.5). Se escoge el valor de la máxima eficiencia, o cerca de ella, para la selección primaria.

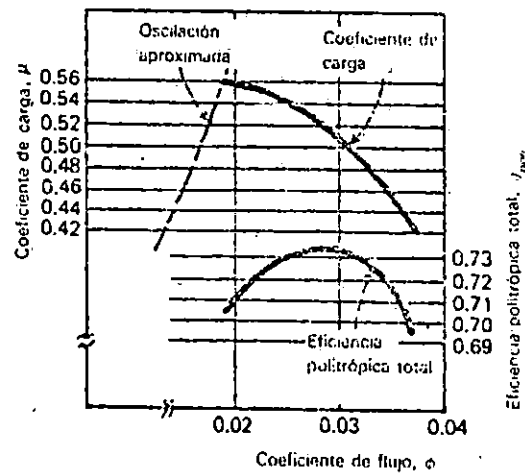


Fig. 1.4.5 Rendimiento de un compresor centrífugo

Los coeficientes de carga y de flujo ( $\phi$ ) se define con

$$\mu_H = H_{et}g/U^2 \quad (40)$$

$$\phi = 700 Q_{et} / NDS \quad (41)$$

en donde:

$H_{et}$  : es la carga por etapa, en pies

$g$  : 32.2 pie/seg<sup>2</sup> o sea la gravedad

$U$  : la velocidad en las puntas del impulsor en pies/seg

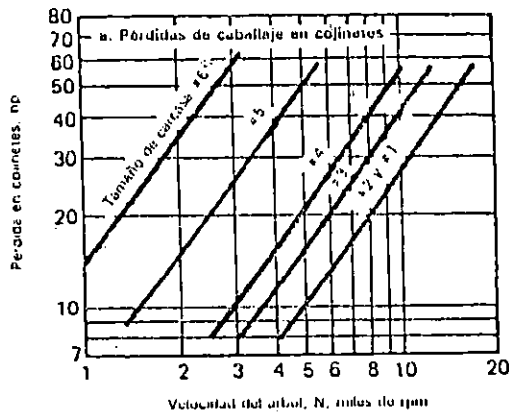
$Q_s$  : es la capacidad en la succión en  $\text{pie}^3 / \text{min}$

$N$  : es la velocidad en RPM

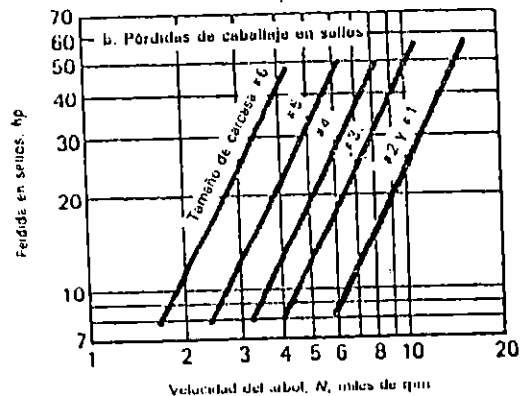
$D$  : es el diámetro del impulsor en pies.

Después de determinar la potencia para el gas se deben sumar las pérdidas de potencia por fricción en los cojinetes, sellos y engranes de reducción.

En las Figs. 1.4.6 se muestran las pérdidas probables para compresores convencionales de etapas múltiples, con base en que tenga sellos de película de aceite.



(a)



(b)

Figs. 1.4.6 Pérdidas por fricción en cojinetes y sellos

#### 1.4.4 SELECCION DE COMPRESORES RECIPROCANTES

Los compresores reciprocantes abarcan desde una capacidad muy pequeña hasta unos 3000 PCMS. Para equipos de procesos, por lo general, no se utilizan mucho los tamaños grandes y se prefieren los centrífugos. Si hay alta presión y un gasto mas bien bajo, se necesitan los reciprocantes. El número de etapas o cilindros se debe seleccionar con relación a las temperaturas de descarga, tamaño disponible para los cilindros y carga en el cuerpo o biela del compresor.

Los compresores más grandes para aire o gas son de dos o más cilindros. En casi todas las instalaciones, los cilindros se disponen en forma horizontal y en serie de modo que presenten dos o mas etapas de compresión. En la tabla 1.4.4 se presentan las capacidades y tamaños típicos actuales para proceso. El número de etapas de compresión depende en gran parte de la elevación de temperatura en una etapa, que suele estar limitada a unos 250 F; de la carga en el cuerpo o biela que se puede manejar y, de vez en cuando, del aumento total en la presión en una etapa, respecto del diseño de las válvulas del compresor, que suelen ser de 1000 psi.



Tabla 1.4.4 Tamaños nominales de compresores recíprocos ( Ref. 3 )

Tipo	Carrera típica, L, in	Velocidad típica, N rpm	Caballaje aproximado, hp
Carcasas de cigüeñal sencillo	5, 7	600 to 514	to 35
	7, 9	450	30 to 60
	9, 11	400	50 to 125
	11, 13	300 to 327	100 to 175
Carcasas para bajas velocidades: (1) Horizontal Cilindros opuestos (dos o más)	9, 9½	600 to 514	200 to 800
	10, 10½	450	400 to 1 200
	11, 12	450 to 400	800 to 2 000
	14	327	1 000 to 2 500
	15, 15½, 16	327 to 300	1 500 to 4 000
	17, 18 19, 20	277 to 257	3 000 to 10 000
Carcasas para velocidades medias y altas Horizontal Cilindros opuestos (dos o más) hasta 36	5	1,000	150 to 400
	6, 8	720 to 900	1 000 to 4 500
	9	600	4 000 to 8 000

La relación o razón total de compresión se determina para tener una idea inicial aproximada del número de etapas. Si la relación es muy alta, entre 3.0 y 3.5 para una sola etapa, entonces la raíz cuadrada de la relación total será igual a la relación por etapa para las dos etapas, a la raíz cúbica para tres etapas, etc. Las presiones interetapas y la relación por etapa real se modificarán después de tener en cuenta las caídas de presión en interenfriadores, tubería entre etapas, separadores y amortiguadores de pulsaciones, si se utilizan.

Un método rápido y de exactitud razonable para determinar la potencia requerida para cada etapa de un compresor recíproco, es el empleo de la gráfica de "potencia por millón" de la figura

1.4.7, aunque en ello sólo se presenta una parte de las relaciones de compresión, pues el grupo completo de curvas incluye valores hasta de 6.0. Para tener resultados más exactos con gases más ligeros o pesados que el aire, se debe aplicar un factor de corrección para reflejar las pérdidas en las válvulas, como resultado del peso molecular del gas que se comprime (fig. 1.4.8).

La relación básica es :

$$(HP)_{\text{neto}} = [(BHP)/(MMPCDE)] (MMPCDE) F_{\text{os}} [(z_s + z_d)/2] \quad (42)$$

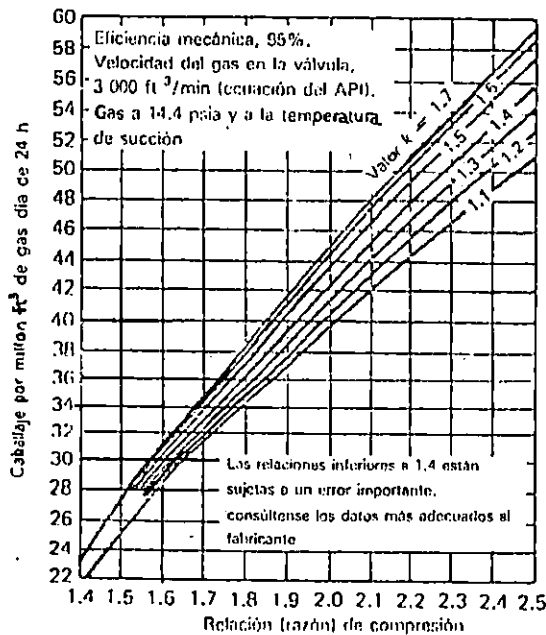


Fig. 1.4.7 Potencia necesaria para compresores recíprocos.

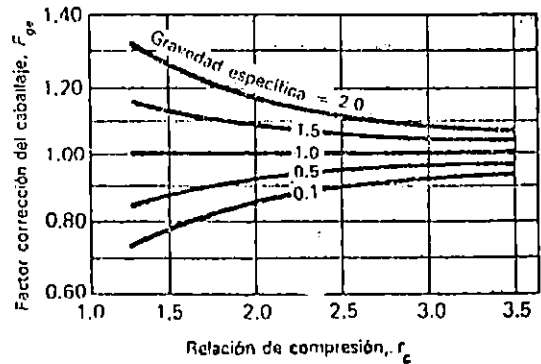


Fig. 1.4.8 Factor de corrección para gravedad específica (densidad relativa)

en donde  $HP_{et}$  es la potencia por etapa,  $Hp$ ;  $BHP/(MMFCDE)$  es la potencia requerida para una relación de compresión, dada,  $bhp/10^6$   $pie^3$  / día a 14.4 psia y a la temperatura de succión,  $MMFCDE$  es la capacidad requerida,  $10^6$   $pie^3$ /día a 14.4 Psia y a la temperatura de succión;  $F_{sg}$  es un factor de la gravedad específica del gas y  $z_s$  y  $z_d$  son los factores de compresibilidad del gas en las condiciones de succión y descarga. Si se especifica construcción no lubricada, se debe aumentar en alrededor de 5% la potencia obtenida con la ecuación 42.

#### 1.4.4.1 DIMENSIONAMIENTO DE LOS CILINDROS

Cuando se han establecido la presión y la temperatura interetapas para una aplicación de un compresor de etapas múltiples, se puede encontrar la capacidad de cada etapa en las condiciones de succión. Debido al espacio muerto necesario para permitir el funcionamiento y para poder diseñar el conducto para válvulas, el pistón no recorre o desplaza todo el volumen del cilindro. Por ello, la capacidad real del cilindro es un poco menor que su desplazamiento. Si se expresa como eficiencia volumétrica del cilindro, la relación se expresa de la siguiente forma:

$$E_p = Q_s / C_{des} \quad (43)$$

en donde:

- $E_p$  : es la eficiencia volumétrica  
 $Q_s$  : es la capacidad en condiciones de succión, en FCMS  
 $C_{des}$  : es el desplazamiento del cilindro, pie<sup>3</sup> /min.

$$C_{des} = [(A_{ep} + A_{et}) / 144] (L/12) N \quad (44)$$

en donde:

- $L$  : es la carrera del pistón, pulg.  
 $A_{ep}$  : es el área de la cabeza del pistón, pulg<sup>2</sup>  
 $A_{et}$  : es el área en el lado del cigueñal del pistón  
 $N$  : es RPM

Téngase en cuenta que el área en el lado del cigueñal es el área de la cabeza menos el de la biela.

Se utilizan muchas formulas para la eficiencia volumétrica. La siguiente suele bastar para cálculos preliminares.

$$E_v = 0.97 - C_v [ (r_c)^{1/k} - 1 ] / (z_d/z_s) \quad (45)$$

en donde:

- $C_v$  : es el espacio libre en el cilindro  
 $r_c$  : es la relación de compresión  
 $k$  : es la razón de los calores específicos  
 $z_s$  y  $z_d$  : son los factores de compresibilidad del gas en las condiciones de succión y de descarga

#### 1.4.4.2 CARGA EN EL CUERPO O CARGA EN LA BIELA

El cuerpo de cualquier compresor tiene un límite para las fuerzas que se pueden aplicar durante la compresión. En la forma más sencilla, esta carga se puede calcular cuando se conocen el diámetro del cilindro y las presiones que actúan contra el pistón. Esto, a veces, se llama "carga del gas sobre la biela" y no tiene en cuenta las cargas debidas a los pesos con movimiento alternativo y al movimiento de la máquina.

En un cilindro de doble acción, cuando el pistón se mueve hacia dentro en dirección al cigüeñal, la carga en el cuerpo  $F_t$  se calcula con

$$F_t = P_d A_{ct} - P_s A_{cp} \quad (\text{Ref. 3}) \quad (46)$$

carga a tensión;  $F_c$  cuando el pistón se aleja del cigüeñal, es:

$$F_c = P_d A_{cp} - P_s A_{ct} \quad (\text{Ref. 3}) \quad (47)$$

carga a compresión; en donde:

$F_t$  y  $F_c$  : son en lb

$P_s$  y  $P_d$  : son las presiones de succión y descarga, psi

$A_{cp}$  : es la área de la cabeza del pistón, pulg<sup>2</sup>

$A_{ct}$  : es la área del pistón en el lado del cigüeñal, pulg<sup>2</sup>.

El límite general de la velocidad del pistón en un compresor es de 800 a 850 pie/min y para los no lubricados es un poco menos, o sea alrededor de 700 pie/min.

Ejemplo 1.4.4 se hará la selección preliminar de un compresor recíprocante de etapas múltiples, típico, para manejar 413 MMPCDE de una mezcla de hidrógeno y gas hidrocarburo con peso molecular de 2.295. En la tabla 1.4.5 se presentan los datos pertinentes y los cálculos necesarios.

en donde:

$U_p$  : es la velocidad promedio del pistón, pie/min

$N$  : es la velocidad de rotación, RPM

$L$  : es la carrera, pulg.

$$U_p = 2 N ( L / 12 ) \quad (48)$$

Se debe especificar los límites de velocidad de rotación  $N$  y la velocidad promedio del pistón  $U_p$  para seleccionar un compresor que funcione a mucha velocidad, tenga desgaste excesivo y requiera mucho mantenimiento.

Se tiene la ecuación,

El cuerpo de todo compresor tiene valores máximos para su carga, que no se deben sobrepasar en funcionamiento normal. Se prefiere que los valores calculados no excedan de 60% a 75% de la resistencia máxima calculada del cuerpo ( Ref. 3 ).

Tabla 1.4.5 Ejemplo 4.4 Método del caballaje por millón

Cálculo de compresores recíprocos				
Capacidad, MMPCDE	41.3			Dada
Capacidad, lb/h	—			Dada (a veces)
Gas	Hidrógeno + hidrocarburo			Dada
Peso molecular, $M_w$	2.925			Dada o calculada
Razón de calores específicos, $k$	1.40			Dada o calculada
Presión de succión, $P_s$ psia	208 - 2 = 206			Dada (— pérdida en el amortiguador de pulsos)
Temperatura de succión, °F	100			
Temperatura de succión, °R	560			
Presión de descarga, $P_d$ psia	1 885 + 19 = 1 904			Dada (+ pérdidas en el amortiguador de pulsos)
Relación de compresión global, $r$	1 904/206 = 9.24			
Número de etapas, $n$	—			Supuesto ( $r_s \approx 2.0$ a $3.0$ /etapa)
Etapas	1	2	3	Para identificación
Relación aproximada/etapa	2.10	2.10	2.10	$(r)^{1/n}$
Presión aproximada de descarga, $P_d$ psia	433	909	1 909	$r^n P_s$
Caída de presión interetapas, psi	7	12	—	$= 0.1(P_d)^{0.7}$ (49)
Pérdida en el amortiguador de pulsaciones, psi	2 Succión	—	19 Descarga	1% de la presión absoluta
Presión de succión, $P_s$ psia	206	433	909	Dada o calculada
Temperatura de succión, $T_s$ °F	100	100	100	Dada o se supone interenfriamiento perfecto
Compresibilidad en la succión, $z$	1.01	1.018	1.035	Dada o calculada
Presión de descarga, $P_d$ psia	440	921	1 904	$P_s$ dada arriba + pérdida interetapas
Temperatura de descarga, $T_d$ °F	236	235	231	$T_s (r)^{(k-1)/k}$
Compresibilidad en la descarga, $z_d$	1.016	1.03	1.062	Dada o calculada
Relación real/etapa, $r_r$	2.14	2.13	2.09	Calculada: $P_d/P_s$ (dados arriba)
Capacidad en la succión, $Q$ PCMS	2.226	1.067	517	Ecuación (24)
Capacidad en la succión a $T_s$ y 14.4 psia, MMPCDE	45.40	45.40	45.40	$(MMPCDE) - (PCMS) P^{1.1} Z$
bhp/MMPCDE	46.5	46.25	45.2	Figura 1.4.7
Corrección en la gravedad específica, $F_g$	0.875	0.87	0.865	Figura 1.4.8
Compresibilidad promedio, $z_{prom}$	1.013	1.024	1.049	$(z_s + z_d)/2$
bhp/etapa	1 871	1 871	1 862	$(bhp/MMPCDE) F_g (MMPCDE) z_{prom}$
Caballaje total al freno, bhp	5,604			Suma de todas las etapas
Número de cilindros	1	1	1	Supuesto; con base en el conocimiento de cuerpos disponibles
Espacio muerto en los cilindros, $C$ %	15	15	15	Empléense 10 a 15% para estimarse
Eficiencia volumétrica, $E_v$ %	86.3	86.6	87.3	Ecuación (43)
Desplazamiento requerido, ft <sup>3</sup> /min	2 579	1 233	593	$(ICFM) E_v$
Carrera, $L$ , in	18	—	—	Tabla 1.4.4
Velocidad, $N$ , rpm	277	—	—	Tabla 1.4.4
Tamaño de biela, $d$ , in	5	—	—	Tabla 1.4.4
Diámetro del cilindro, $D$ , in	24.12 usar 24 1/4	16.87 usar 17	11.97 usar 12	
Área, lado de la cabeza, $A_c$ , in <sup>2</sup>	461.86	226.94	113.10	
Área, lado cigüeñal, $A_{cig}$ , in <sup>2</sup>	442.23	207.35	93.47	$A_c - A_{cig}$
Carga en el cuerpo, compresión, $F_c$ , lb	112 119	119 266	130 375	Ecuación (47)
Carga en el cuerpo, tensión, $F_t$ , lb	-99 438	-92 687	-75 156	Ecuación (46)
Límite de carga en el cuerpo, lb	150 000	—	—	Con base en cuerpos disponibles
<b>Resumen:</b> La selección preliminar es un compresor de tres cilindros, carrera de 18 in, que trabaje a 277 rpm, con un cilindro de 24-1/4 in (primera etapa), un cilindro de 17 in (segunda etapa) y un cilindro de 12 in (tercera etapa). Todos los cilindros son de doble acción. La unidad motriz es de 6 000 hp.				

## 1.5 UNIDADES MOTRICES

Las industrias de procesos químicos necesitan una variedad de aparatos para propulsión del equipo que incluyen: turbinas de vapor, turbinas de gas, motores eléctricos, turbinas hidráulicas, turboexpansores y motores de gasolina y diesel. Sin embargo, no son las únicas formas de generación de potencia ya que la potencia humana puede ser aprovechada a través de pedales, puede ser otra alternativa de uso.

### 1.5.1 UNIDADES MOTRICES DE VELOCIDAD AJUSTABLE

Muchos compresores, sopladores y ventiladores en las plantas de proceso tienen requisitos de carga con fluctuaciones, pero sus unidades motrices son de un tamaño adecuado para la máxima demanda; aunque esa demanda sólo ocurre durante una pequeña parte del tiempo total de funcionamiento.

Los cuadros o bucles para control del proceso se controlan, cada vez más, con unidades motrices de velocidad ajustable, en especial las de corriente alterna de estado sólido, porque ofrecen la capacidad de control del consumo de energía en la máquina motriz y funcionan con seguridad en atmósferas peligrosas. Además, pueden responder a una serie de sensores que pueden cambiar su



Investigadores han demostrado que la conversión de la energía muscular humana a energía mecánica, a través de pedales es el 95% de su capacidad. Si esta eficiencia fuese utilizada como fuente de energía en algunas actividades de producción, incrementaría grandemente el desarrollo del país.

Existen limitaciones en el empleo de pedales en cuanto a la generación de potencia. En general, puede decirse que las máquinas que necesitan más de 1/3 de hp para su funcionamiento, ya no es recomendable generar la potencia por pedales, debido a que nadie puede producir tal potencia, excepto atletas olímpicos y por muy cortos periodos de tiempo.

Como productor de energía, el cuerpo humano tiene semejanzas con una máquina de automovil; parte de la energía es convertida en torque, el resto es disipado en forma de calor. La potencia varía de acuerdo al tiempo de demanda; condición física del individuo, y otros factores siendo un valor pico e instantáneo 1 hp y un promedio de 0.2 a 0.3 hp.

## 1.5.2 ENERGIA DE PEDALES

Velocidad en proporción con las señales de los sensores producidas por variables como son temperatura, presión, nivel, densidad o viscosidad.

### 1.6.0 MANTENIMIENTO

Una vez que se ha puesto a funcionar el compresor, hay que seguir un estricto programa de mantenimiento preventivo. Los representantes técnicos de los fabricantes, especializados en reacondicionar compresores para oxígeno, muchas veces adiestran al personal de la planta en los métodos de mantenimiento. Una importante ayuda para el mantenimiento es el manual que publica el fabricante.

El funcionamiento seguro del compresor exige vigilancia y mantenimiento cuidadoso.

Los aparatos de seguridad que no funcionan, también provocarán que ocurran serios daños; hay que probarlos con cierta frecuencia para asegurarse de su funcionamiento adecuado.

Las superficies limpias permitirán un funcionamiento más seguro y temperaturas más bajas. Es indispensable utilizar agua tratada para impedir las incrustaciones y sedimentos.

Es indispensable también un registro diario del funcionamiento del compresor, en especial de los de etapas múltiples, para un mantenimiento eficiente. Se debe registrar, cuando menos, lo siguiente:

- 1) temperaturas y presiones de succión, descarga y entre etapas;
- 2) temperaturas del agua de las camisas de entrada, salida y entre etapas.
- 3) temperatura y presión del aceite para lubricar los cojinetes.

- 4) carga, amperaje y voltaje del motor.
- 5) temperatura ambiente.
- 6) hora y fecha.

Con ese registro, el supervisor puede observar cambios en la presión o temperatura que indican un mal funcionamiento del sistema. La corrección rápida evitará problemas serios mas tarde.

## C A P I T U L O 2

### 2.0 SELECCION DEL EQUIPO DE COMPRESION DE AIRE

#### 2.1.0 INVESTIGACION DE LA UTILIZACION DE COMPRESORES EN AREAS RURALES Y SUBURBANAS

Es de vital importancia verificar la necesidad del uso de compresores en el area rural y sub-urbanas para garantizar que la construcción de la máquina apuntada solucionará problemas a la población de dichas areas.

##### 2.1.1 AREA RURAL

(Ref.5)

Esencialmente se realizaron visitas a las instituciones siguientes: a la Facultad de Odontología de la Universidad de El Salvador. El Centro Coordinador de Programas Alternativos de Salud (CPAS), El Ministerio de Salud Publica y Asistencia Social (MSPAS) y a la Central Campesina Salvadoreña (CCS).

En las visitas se pudo constatar que el uso del compresor en el area rural es exclusivo para aplicaciones odontológicas (en la salud), sin embargo, el MSPAS ha determinado que la utilización del compresor, puede sustituir al oxígeno en la aplicación de el tratamiento de la crisis de bronco espasmo en el paciente asmático, por medio del nebulizador de solución salina con Salbutamol para inhaladores.

La facultad de Odontología de la Universidad de El Salvador, verificó la necesidad de asistencia odontológica en

muchas comunidades de los departamentos de Cabañas, San Vicente y Morazán.

Todas las personas asentadas en las comunidades y zonas de desplazados, con una población de 460 personas, necesitan atención odontológica en sus diferentes niveles.

En cada uno de los lugares atendidos, el mayor problema en la atención odontológica es la falta de más plantas eléctricas para poder darle una cobertura total a toda la población.

CPAS coincide con la Facultad de Odontología de la Universidad de El Salvador en que, el mayor problema que encuentran en la atención odontológica, es la falta de energía eléctrica para hacer funcionar las unidades odontológicas.

El MSPAS posee la red más grande de atención a nivel nacional con hospitales departamentales, centros de Salud con capacidad hasta de setenta camas, hospitales regionales, unidades de salud en los municipios y casas de salud en los cantones, los cuales son visitados por unidades móviles con sede en hospitales menores. Estas unidades móviles llevan planta eléctrica para asistir las unidades odontológicas en las casas de salud de los cantones; pero estas no son suficientes, lo que vuelve deficiente la atención odontológica en el área rural. Por tanto, el problema principal en odontología, es la falta de energía eléctrica, para poder

trabajar con la herramientas fundamentales como la fresadora que se impulsa por aire a presión proveniente del compresor.

La situación se agrava cuando en el invierno las vías de acceso obstaculizan el paso de las unidades móviles y, las casas de salud no pueden ser visitadas, ya sea por las unidades móviles como para llevar combustible a las plantas instaladas.

Todos los obstáculos antes mencionados, dan como resultado que toda la población necesita de una atención odontológica inmediata, estimándose que para personas mayores de 16 años tienen de 13 a 15 caries y, otro tipo de molestias (gingivitis etc) y que para darle asistencia a 10,000 personas bajo esta situación y con los actuales recursos, se necesitaría de dos años como mínimo.

Lo cual significa que la situación odontológica rural es alarmante; y es un problema al que no se le vislumbra solución.

#### 2.1.2 AREA SUB-URBANA

(Ref. 6)

Si consideramos en el area sub-urbana las zonas marginales y las que se encuentran en la periferia de las urbanas; se comprueba que no solo en odontología se utiliza el compresor de aire, sino también en reparación de llantas, talleres mecánico-automotrices, talleres de enderezado y pintura, talleres de refrigeración, talleres de mecánica fina,

talleres de obra de banco, talleres de estructuras metálicas

etc.

Utilizándose preferentemente el compresor de baja capacidad recíproca y de presiones que oscilan entre los 60 a 150 Psig, ya que este tipo de compresor se ajusta más al tipo de uso intermitente, todos los lugares visitados coincidían en que la falta de energía no los afectaba gran cosa si los cortes fueran de poca duración, pero sí les afecta cuando los cortes son prolongados.

Estas zonas se encuentran a todo lo largo del país, concentrándose más en la ciudad capital, cabeceras departamentales y ciudades más populosas del interior, como también en los puestos fronterizos y otros asentamientos semipermanentes o permanentes como construcciones de puentes, presas u otro tipo de obras civiles que conlleve aglutinamiento de grandes grupos de personas. Se sugiere entonces para la solución del problema de energía eléctrica, diseñar un sistema mecánico impulsado por potencia humana.

## 2.1.3 POTENCIA HUMANA

(Ref. 6)

En una bicicleta se hace uso en forma muy eficiente, de la potencia que un ser humano es capaz de generar.

Esta potencia puede ser utilizada para realizar trabajo

útil en forma estacionaria.

Aunque las aplicaciones de la tracción humana solamente están limitadas por la creatividad y la imaginación, es conveniente tener una idea clara de las características de esta forma de generación de potencia; esto permitirá establecer el rango de aplicación posible.

En cuanto a la cantidad de potencia, una persona puede generar alrededor de 0.2 a 0.3 H.P. para períodos largos de tiempo en una bicicleta. Pero si la aplicación es estacionaria, se debe tener en cuenta las consideraciones siguientes:

- a) No hay brisa y por ende no existe convección forzada y el cuerpo humano disminuirá su capacidad de generación.
- b) El hecho de permanecer estacionario permite la creación de turnos, entendiendo cada turno por una persona diferente, y con ello se logra elevar la generación de potencia.
- c) Diseñar un mecanismo para que dos o más personas puedan incrementar la generación de potencia.

Para que esta generación de potencia sea eficiente, los pedales deben girar entre 20 a 60 RPM, lo cual limita el torque y velocidad al que se puede suministrar la generación.

Sin embargo, para uniformizar la velocidad y observar potencias mayores a las que el ser humano puede suministrar,



se utiliza una rueda volante, en aquellos sistemas donde la variación de velocidad es considerable, con el objeto de uniformizarla.

#### 2.1.4 FACTORES QUE AFECTAN LA GENERACION DE POTENCIA (Ref. 6)

En pruebas efectuadas se mostró que para cada mililitro por segundo de oxígeno absorbido por los pulmones, cerca de 0.006 Hp son desarrollados por las piernas y si para una persona no atleta la proporción máxima de oxígeno en la respiración es 3.057 pulg<sup>3</sup>/seg o 183,060 pulg<sup>3</sup>/min se tendrá la capacidad de desarrollar 0.3 Hp. y que, utilizando la mitad de la capacidad respiratoria la potencia desarrollada es 0.15 Hp aproximadamente; y a estas condiciones una persona promedio puede trabajar por varias horas sin sufrir fatiga.

La capacidad también decrece con la edad; en la fig.2.1.1 muestra la capacidad de respiración contra la edad.

Para nuestro interés es necesario contar con datos de pruebas de personas con capacidad normal, en la fig.2.1.2 se muestra las curvas de potencia contra tiempo de operación para un hombre de 34 años encontrándose la máxima potencia de 40-50 RPM (Ref. 6).

Otros investigadores usaron un medidor de potencia de pedaleo para encontrar la potencia desarrollada que un

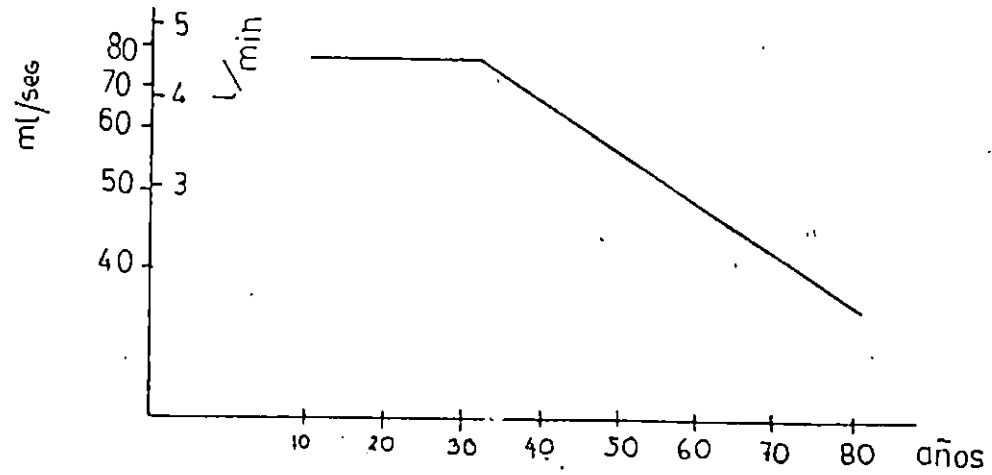


Fig. 2.1.1 Curva de capacidad de respiración (Ref. 6)

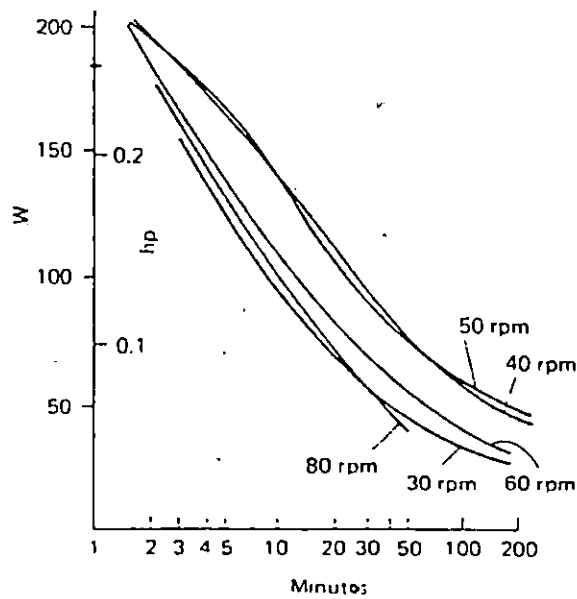


Fig. 2.1.2 Curvas de potencia desarrollada por un hombre de 34 años (Ref. 6)

ciclista corriente puede producir, en períodos de tiempo discretos; encontrándose que para períodos prolongados de tiempo, cerca de 0.05 Hp son mantenidos con una razón de pedaleo de 20-60 RPM (Ver fig. 2.2.3).

La información presentada ha sido obtenida a través de cuidadosos experimentos, la mayoría usando dispositivos que miden la potencia desarrollada llamados ERGOMETROS.

Aunque existen otros factores que afectan la generación de potencia, como la temperatura, los mencionados anteriormente son los más relevantes.

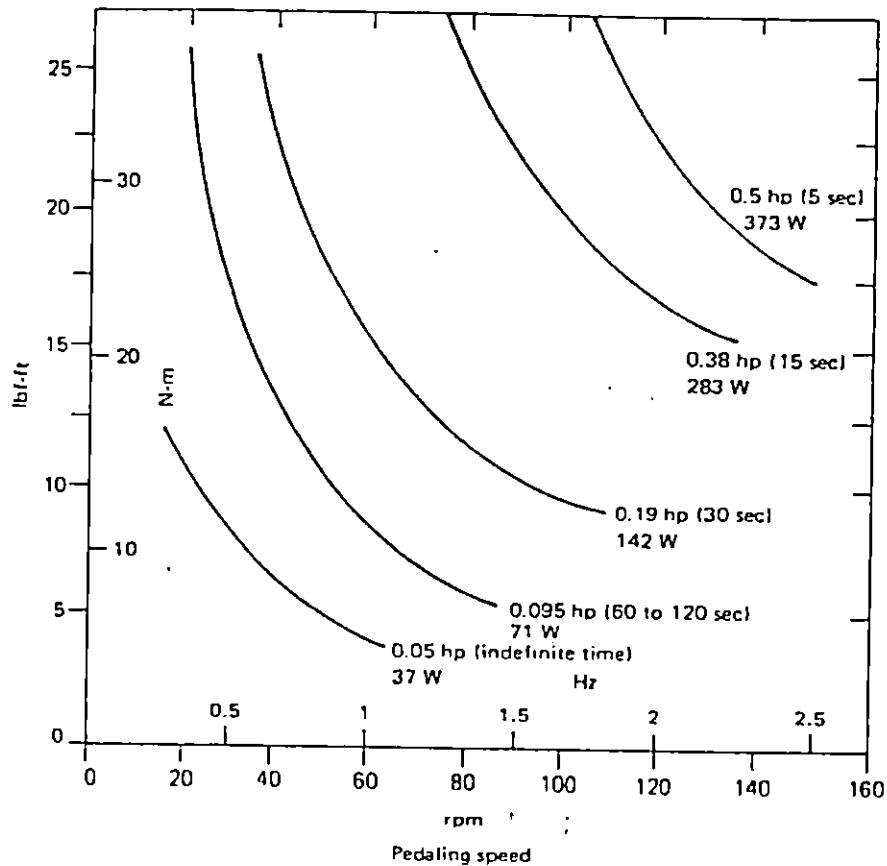


Fig. 2.1.3. Curvas de potencia para distintos tipos de operación

### 2.1.5 SELECCION DEL COMPRESOR (Ref.3)

En vista de que el compresor requerido es el reciprocante de desplazamiento positivo y que el sistema de impulsión seleccionado es por potencia humana a través de pedales de fácil construcción y bajo costo.

Técnicamente este tipo de compresor se ajusta más a aplicaciones de bajo caudal y a presiones comparativamente altas, puesto que maneja capacidades muy bajas de caudal respecto a la presión de descarga.

Todo esto significa que existe una relación inversa entre capacidad y presión, y dicha relación no se cumple en los compresores dinámicos y rotatorios de desplazamiento positivo ya que dicha relación es directa.

Luego de evaluar varias alternativas el sistema propuesto como mejor opción para solventar los problemas ya señalados se visualiza claramente en los planos. Es de señalar que existen muchas opciones pero que el costo puede llegar tan alto que marque la diferencia en su selección.

El siguiente establecimiento de dimensiones será fundamental para verificar si todos los elementos pre-escogidos cumplan con la demanda en condiciones críticas de operación.

En el eje se sujetan los pedales por medio de pasadores. La energía motriz se transmite desde el eje de pedales hasta el compresor por medio de elementos de transmisión. El eje que se utiliza en los pedales es de corta longitud por tal razón los esfuerzos de flexión son despreciables y se considera que esta sometido a torsión únicamente. Cuando un eje está sometido a torsión, especialmente cuando está compuesta por un torque variable (Tor) superpuesto a otro constante (Tor)<sub>av</sub>, el diámetro se calcula así: (Ref. 10)

## 2.2.1 CALCULO DE EJE DE PEDALES

de operación. pre-escogidos cumplirán con la demanda en condiciones críticas fundamentalmente para verificar que, si todos los elementos El siguiente establecimiento de dimensiones sera de acoplar e integrar todo el conjunto. tanto de transmisión como de uniformización de la velocidad y sistema de impulsión, complementándose con otros elementos potencia humana se usará el mecanismo de una bicicleta como de desplazamiento, positivo y que, para poder aprovecharla En vista de que el compresor requerido es el recíprocante

## PARAMETROS DE DISEÑO

### 2.2.0 ESTABLECIMIENTO DE CARACTERISTICAS, Y

$$D = (2.07) \sqrt[3]{CS[((\text{Tor})_r/S_n/K_{f_t})r + (\text{Tor})_{av}/1.33 (S_u)]} \quad (50)$$

donde:

$D$  = diámetro del eje. (pulg).

$CS$  = Coeficiente de Seguridad

$K_{f_t}$  = Factor de Concentración de Tensiones en fatiga a la torsión

$(\text{Tor})_r$  = Carga torsional variable (Lbs.pulg)

$S_n$  = Límite de endurancia en flexión (Lbs/pulg<sup>2</sup>)

$(\text{Tor})_{av}$  = Carga torsional Promedio (Lbs-pulg)

$S_u$  = Esfuerzo último del material (Lbs/pulg<sup>2</sup>)

Como anteriormente se mencionó en la sección 1.7.2 los valores promedios de potencia desarrollada por medio de pedales que un ser humano puede generar se encuentra en el rango de 0.2 a 0.3 Hp. tomando parámetros conservadores se establece que la potencia a transmitir es de 0.20 Hp.

De la figura 2.1.2 se observa que las curvas de 40 y 50 RPM entregan más potencia para cualquier tiempo de pedaleo.

Tomando la potencia a transmitir de 0.20 Hp a 50 RPM se observa que un ser humano puede pedalear por un periodo de 10 minutos sin agotarse.

En un ciclo de funcionamiento del Compresor la carga torsional varía debido a que, cuando el pistón está por llegar al punto muerto superior, necesita un toque máximo para comprimir el aire y así aumentar su presión, después de esta etapa el torque requerido es mínimo, Ya que se está

succionando aire desde el exterior hacia la cámara de compresión.

Los tiempo en que actúan los torques son tan pequeños que se puede considerar sometido a un torque constante (torque máximo) (Ref 9)

Entonces para determinar la potencia se tiene:

$$HP = (Tor) N / 63025.357 \quad (51)$$

$$(Tor)_{max} = HP 63025.357 / N$$

Donde.:

Tor : Torque Lbs.-pulg

$$= ((0.20) (63025.357)) / 50 \quad HP : Potencia Hp$$

$$(Tor)_{max} = 252.101 \text{ Lbs-pulg.}$$

N : RPM.

La carga torsional a soportar por el eje de pedales es de 252.101 Lbs-pulg.

Como los torque actuando en el eje son alternantes.

$$(Tor)_{av} = (T_{min} + T_{max}) / 2 \quad (52)$$

$$(Tor)_{av} = (0 + 252.101) / 2 = 126.051 \text{ Lbs-pulg}$$

$$(Tor)_r = (Tor)_{max} - (Tor)_{av}$$

$$= 252.101 - 126.051 = 126.05 \text{ Lbs-pulg}$$

Utilizando AISI 4140 Normalizado para el eje

(anexo 1), con características :  $S_y = 95 \text{ Kpsi}$

$S_u = 148 \text{ Kpsi}$

2.2.1.1 CALCULO DEL COEFICIENTE DINAMICO DE CONCENTRACION DE TENSIONES EN TORSION ( $K_{ft}$ )

De la Fig 2.2.1 muestra el factor estático de concentración de tensiones para eje de sección circular, a partir del diámetro del eje y tamaño de muesca.

Asumiendo la relación de  $d/D = 0.35$  ya que es la relación más crítica de concentración de esfuerzos e intersectando en curva de torsión se tiene:

$$K_t = 1.39$$

Donde:

$d$  : Diámetro del pasador

$D$  : Diámetro del eje

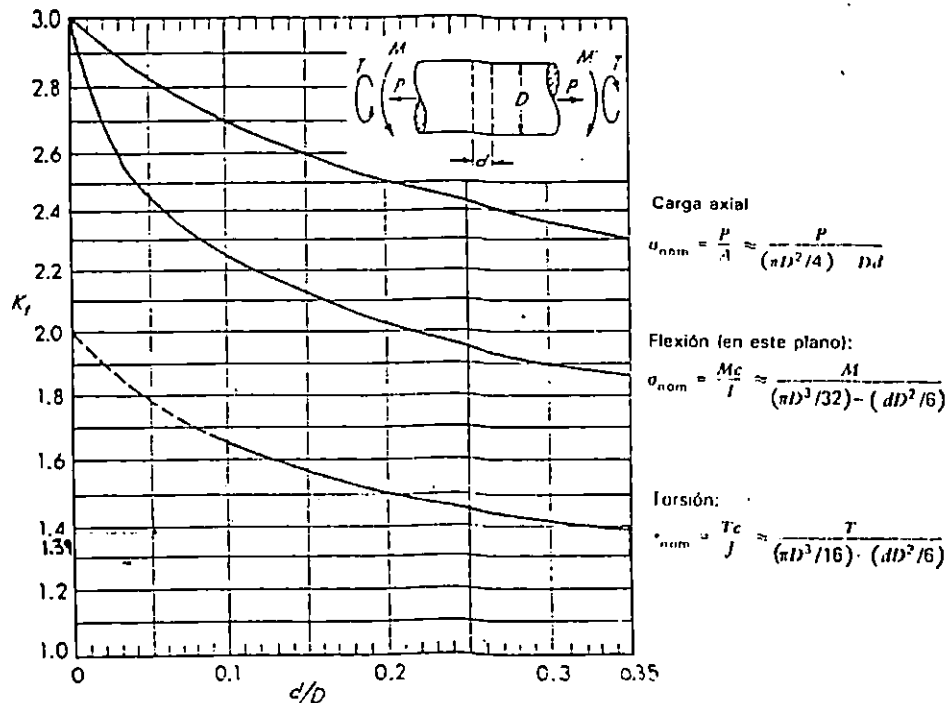


Fig 2.2.1  $K_t$  para ejes con agujero Transversal (Ref. 11)



Para determinar ( $Kf_{\epsilon}$ ) se seguirá el método del factor de de sensibilidad de muesca de Peterson "q" (Ref11)

$$Kf_{\epsilon} = 1 + (Kt - 1)q C_s \quad (53)$$

Donde :

$C_s$  : Factor que compensa las irregularidades externas del material y se obtiene de fig 2.2.2

Utilizando la fig 2.2.2  $S_u = 148$  Kpsi y para superficie maquinada  $C_s = 0.70$  .

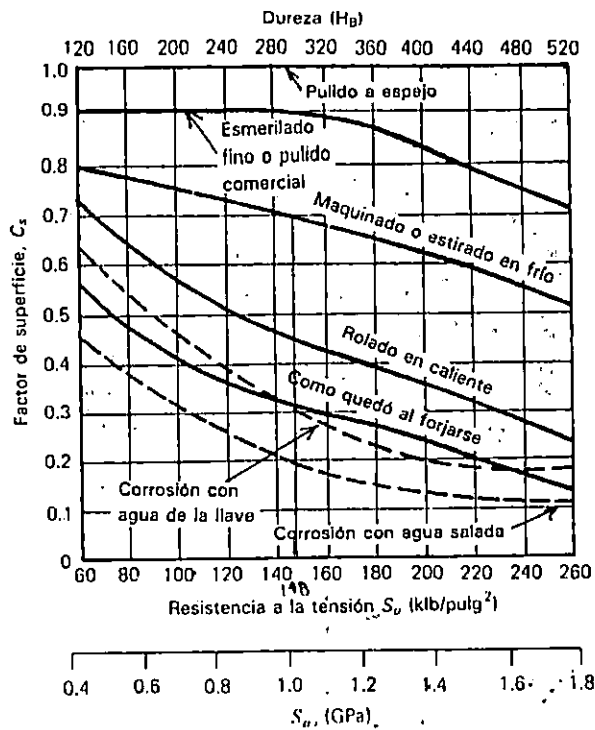


Fig 2.2.2 Factor de Superficie Según Tipo de acabado (Ref.11)

El cuerpo de todo compresor tiene valores máximos para su carga, que no se deben sobrepasar en funcionamiento normal. Se prefiere que los valores calculados no excedan de 60% a 75% de la resistencia máxima calculada del cuerpo ( Ref. 3 ).

Se deben especificar los límites de velocidad de rotación  $N$  y la velocidad promedio del pistón,  $U_p$  para no seleccionar un compresor que funcione a mucha velocidad, tenga desgaste excesivo y requiera mucho mantenimiento.

Se tiene la ecuación,

$$U_p = 2 N ( L / 12 ) \quad (48)$$

en donde:

$U_p$  : es la velocidad promedio del pistón, pie/min

$N$  : es la velocidad de rotación, RPM

$L$  : es la carrera, pulg.

El límite general de la velocidad del pistón en un compresor es de 800 a 850 pie/min y para los no lubricados es un poco menos, o sea alrededor de 700 pie/min.

Ejemplo 1.4.4 se hará la selección preliminar de un compresor reciprocante de etapas múltiples, típico, para manejar 413 MMFCDE de una mezcla de hidrógeno y gas hidrocarburo con peso molecular de 2.295. En la tabla 1.4.5 se presentan los datos pertinentes y los cálculos necesarios.

Tabla 1.4.5 Ejemplo 4.4 Método del caballaje por millón

Cálculo de compresores recíprocos				
Capacidad, MMPCDE	41.3			Dada
Capacidad, lb/h	-			Dada (a veces)
Gas	Hidrógeno + hidrocarburo			Dada
Peso molecular, $M_w$	2.925			Dada o calculada
Razón de calores específicos, $k$	1.40			Dada o calculada
Presión de succión, $P_s$ psia	208 -- 2 = 206			Dada (— pérdida en el
Temperatura de succión, °F	100			amortiguador de pulsos)
Temperatura de succión, °R	560			
Presión de descarga, $P_d$ psia	1 885 + 19 = 1 904			Dada (+ pérdidas en el
Relación de compresión global, $r$	1 904/206 = 9.24			amortiguador de pulsos)
Número de etapas, $n$				Supuesto ( $r_s \approx 2.0$ a $3.0$ /etapa)
Etapas	1	2	3	Para identificación
Relación aproximada/etapa	2.10	2.10	2.10	$(r)^{1/n}$
Presión aproximada de descarga, $P_d$ psia	433	909	1 909	$r^n P_s$
Caída de presión interetapas, psi	7	12	—	$= 0.1(P_d)^{0.7}$ (49)
Pérdida en el amortiguador de pulsaciones, psi	2 Succión	—	19 Descarga	1% de la presión absoluta
Presión de succión, $P_s$ psia	206	433	909	Dada o calculada
Temperatura de succión, $T_s$ °F	100	100	100	Dada o se supone interenfriamiento perfecto
Compresibilidad en la succión, $z_s$	1.01	1.018	1.035	Dada o calculada
Presión de descarga, $P_d$ psia	440	921	1 904	$P_s$ dada arriba + pérdida interetapas
Temperatura de descarga, $T_d$ °F	236	235	231	$T_s (r)^{k-1/k}$
Compresibilidad en la descarga, $z_d$	1.016	1.03	1.062	Dada o calculada
Relación real/etapa, $r_r$	2.14	2.13	2.09	Calculada: $P_d/P_s$ (dados arriba)
Capacidad en la succión, $Q$ PCMS	2.226	1.067	517	Ecuación (24)
Capacidad en la succión a $T_s$ y 14.4 psia, MMPCDE	45.40	45.40	45.40	$(MMPCDE) = (PCMS) P^{1.101} Z$
bhp/MMPCDE	46.5	46.25	45.2	Figura 1.4.7
Corrección en la gravedad específica, $F_g$	0.875	0.87	0.865	Figura 1.4.8
Compresibilidad promedio, $z_{prom}$	1.013	1.024	1.049	$(z_s + z_d)/2$
bhp/etapa	1 871	1 871	1 862	$(bhp/MMPCDE) F_g (MMPCDE) z_{prom}$
Caballaje total al freno, bhp		5,604		Suma de todas las etapas
Número de cilindros	1	1	1	Supuesto; con base en el conocimiento de cuerpos disponibles
Espacio muerto en los cilindros, $C$ , %	15	15	15	Empléense 10 a 15% para estimarse
Eficiencia volumétrica, $E_v$ , %	86.3	86.6	87.3	Ecuación (43)
Desplazamiento requerido, ft <sup>3</sup> /min	2 579	1 233	593	$(ICFM) E_v$
Carrera, $L$ , in	18			Tabla 1.4.4
Velocidad, $N$ , rpm	277			Tabla 1.4.4
Tamaño de biela, $d$ , in	5			Tabla 1.4.4
Diámetro del cilindro, $D$ , in	24 1/2 usar 24 1/4	16 7/8 usar 17	11 9/8 usar 12	
Área, lado de la cabeza, $A_{cc}$ , in <sup>2</sup>	461.86	226.94	113.10	
Área, lado cigüeñal, $A_{cc}$ , in <sup>2</sup>	442.23	207.35	93.47	$A_{cc} - A_{biela}$
Carga en el cuerpo, compresión, $F_c$ , lb	112 119	119 266	130 375	Ecuación (47)
Carga en el cuerpo, tensión, $F_t$ , lb	-99 438	-92 607	-75 156	Ecuación (46)
Límite de carga en el cuerpo, lb	150 000	—	—	Con base en cuerpos disponibles
<p><b>Resumen:</b> La selección preliminar es un compresor de tres cilindros, carrera de 18 in, que trabaja a 277 rpm, con un cilindro de 24-1/4 in (primera etapa), un cilindro de 17 in (segunda etapa) y un cilindro de 12 in (tercera etapa). Todos los cilindros son de doble acción. La unidad motriz es de 6 000 hp.</p>				

## 1.5 UNIDADES MOTRICES

Las industrias de procesos químicos necesitan una variedad de aparatos para propulsión del equipo que incluyen: turbinas de vapor, turbinas de gas, motores eléctricos, turbinas hidráulicas, turboexpansores y motores de gasolina y diesel. Sin embargo, no son las únicas formas de generación de potencia ya que la potencia humana puede ser aprovechada a través de pedales, puede ser otra alternativa de uso.

### 1.5.1 UNIDADES MOTRICES DE VELOCIDAD AJUSTABLE

Muchos compresores, sopladores y ventiladores en las plantas de proceso tienen requisitos de carga con fluctuaciones, pero sus unidades motrices son de un tamaño adecuado para la máxima demanda; aunque esa demanda sólo ocurre durante una pequeña parte del tiempo total de funcionamiento.

Los cuadros o bucles para control del proceso se controlan, cada vez más, con unidades motrices de velocidad ajustable, en especial las de corriente alterna de estado sólido, porque ofrecen la capacidad de control del consumo de energía en la máquina motriz y funcionan con seguridad en atmósferas peligrosas. Además, pueden responder a una serie de sensores que pueden cambiar su

velocidad en proporción con las señales de los sensores producidas por variables como son temperatura, presión, nivel, densidad o viscosidad.

#### 1.5.2 ENERGIA DE PEDALES

Investigadores han demostrado que la conversión de la energía muscular humana a energía mecánica, a través de pedales es el 95% de su capacidad. Si esta eficiencia fuese utilizada como fuente de energía en algunas actividades de producción, incrementaría grandemente al desarrollo del país

Existen limitaciones en el empleo de pedales en cuanto a la generación de potencia. En general, puede decirse que las máquinas que necesitan mas de 1/3 de Hp para su funcionamiento, ya no es recomendable generar la potencia por pedales, debido a que nadie puede producir tal potencia, excepto atletas olimpicos y por muy cortos periodos de tiempo.

Como productor de energía, el cuerpo humano tiene semejanzas con una máquina de automovil; parte de la energía es convertida en torque, el resto es disipado en forma de calor. La potencia varía de acuerdo al tiempo de demanda, condición física del individuo y otros factores siendo un valor pico e instantáneo 1 Hp y un promedio de 0.2 a 0.3 Hp.

### 1.6.0 MANTENIMIENTO

Una vez que se ha puesto a funcionar el compresor, hay que seguir un estricto programa de mantenimiento preventivo. Los representantes técnicos de los fabricantes, especializados en reacondicionar compresores para oxígeno, muchas veces adiestran al personal de la planta en los métodos de mantenimiento. Una importante ayuda para el mantenimiento es el manual que publica el fabricante.

El funcionamiento seguro del compresor exige vigilancia y mantenimiento cuidadoso.

Los aparatos de seguridad que no funcionan, también provocarán que ocurran serios daños; hay que probarlos con cierta frecuencia para asegurarse de su funcionamiento adecuado.

Las superficies limpias permitirán un funcionamiento más seguro y temperaturas más bajas. Es indispensable utilizar agua tratada para impedir las incrustaciones y sedimentos.

Es indispensable también un registro diario del funcionamiento del compresor, en especial de los de etapas múltiples, para un mantenimiento eficiente. Se debe registrar, cuando menos, lo siguiente:

- 1) temperaturas y presiones de succión, descarga y entre etapas;
- 2) temperaturas del agua de las camisas de entrada, salida y entre etapas.
- 3) temperatura y presión del aceite para lubricar los cojinetes.

- 4) carga, amperaje y voltaje del motor.
- 5) temperatura ambiente.
- 6) hora y fecha.

Con ese registro, el supervisor puede observar cambios en la presión o temperatura que indican un mal funcionamiento del sistema. La corrección rápida evitará problemas serios mas tarde.

## C A P I T U L O 2

### 2.0 SELECCION DEL EQUIPO DE COMPRESION DE AIRE

#### 2.1.0 INVESTIGACION DE LA UTILIZACION DE COMPRESORES EN AREAS RURALES Y SUBURBANAS

Es de vital importancia verificar la necesidad del uso de compresores en el area rural y sub-urbanas para garantizar que la construcción de la máquina apuntada solucionará problemas a la población de dichas areas.

##### 2.1.1 AREA RURAL

(Ref.5)

Esencialmente se realizaron visitas a las instituciones siguientes: a la Facultad de Odontología de la Universidad de El Salvador, El Centro Coordinador de Programas Alternativos de Salud (CPAS), El Ministerio de Salud Publica y Asistencia Social (MSPAS) y a la Central Campesina Salvadoreña (CCS).

En las visitas se pudo constatar que el uso del compresor en el area rural es exclusivo para aplicaciones odontológicas (en la salud), sin embargo, el MSPAS ha determinado que la utilización del compresor, puede sustituir al oxígeno en la aplicación de el tratamiento de la crisis de bronco espasmo en el paciente asmático, por medio del nebulizador de solución salina con Salbutamol para inhaladores.

La facultad de Odontología de la Universidad de El Salvador, verificó la necesidad de asistencia odontológica en



muchas comunidades de los departamentos de Cabañas, San Vicente y Morazán.

Todas las personas asentadas en las comunidades y zonas de desplazados, con una población de 460 personas, necesitan atención odontológica en sus diferentes niveles.

En cada uno de los lugares atendidos, el mayor problema en la atención odontológica es la falta de más plantas eléctricas para poder darle una cobertura total a toda la población.

CPAS coincide con la Facultad de Odontología de la Universidad de El Salvador en que, el mayor problema que encuentran en la atención odontológica, es la falta de energía eléctrica para hacer funcionar las unidades odontológicas.

El MSPAS posee la red más grande de atención a nivel nacional con hospitales departamentales, centros de Salud con capacidad hasta de setenta camas, hospitales regionales, unidades de salud en los municipios y casas de salud en los cantones, los cuales son visitados por unidades móviles con sede en hospitales menores. Estas unidades móviles llevan planta eléctrica para asistir las unidades odontológicas en las casas de salud de los cantones; pero estas no son suficientes, lo que vuelve deficiente la atención odontológica en el área rural. Por tanto, el problema principal en odontología, es la falta de energía eléctrica, para poder

trabajar con la herramientas fundamentales como la fresadora que se impulsa por aire a presión proveniente del compresor.

La situación se agrava cuando en el invierno las vías de acceso obstaculizan el paso de las unidades móviles y, las casas de salud no pueden ser visitadas, ya sea por las unidades móviles como para llevar combustible a las plantas instaladas.

Todos los obstáculos antes mencionados, dan como resultado que toda la población necesita de una atención odontológica inmediata, estimándose que para personas mayores de 16 años tienen de 13 a 15 caries y, otro tipo de molestias (gingivitis etc) y que para darle asistencia a 10,000 personas bajo esta situación y con los actuales recursos, se necesitaría de dos años como mínimo.

Lo cual significa que la situación odontológica rural es alarmante; y es un problema al que no se le vislumbra solución.

#### 2.1.2 AREA SUB-URBANA

(Ref. 6)

Si consideramos en el area sub-urbana las zonas marginales y las que se encuentran en la periferia de las urbanas; se comprueba que no solo en odontología se utiliza el compresor de aire, sino también en reparación de llantas, talleres mecánico-automotrices, talleres de enderezado y pintura, talleres de refrigeración, talleres de mecánica fina,

talleres de obra de banco, talleres de estructuras metálicas etc.

Utilizándose preferentemente el compresor de baja capacidad reciprocante y de presiones que oscilan entre los 60 a 150 Psig, ya que este tipo de compresor se ajusta más al tipo de uso intermitente, todos los lugares visitados coincidían en que la falta de energía no los afectaba gran cosa si los cortes fueran de poca duración, pero si les afecta cuando los cortes son prolongados.

Estas zonas se encuentran a todo lo largo del país, concentrándose más en la ciudad capital, cabeceras departamentales y ciudades más populosas del interior, como también en los puestos fronterizos y otros asentamientos semipermanentes o permanentes como construcciones de puentes, presas u otro tipo de obras civiles que conlleve aglutinamiento de grandes grupos de personas. Se sugiere entonces para la solución del problema de energía eléctrica, diseñar un sistema mecánico impulsado por potencia humana.

### 2.1.3 POTENCIA HUMANA

(Ref. 6)

En una bicicleta se hace uso en forma muy eficiente, de la potencia que un ser humano es capaz de generar.

Esta potencia puede ser utilizada para realizar trabajo útil en forma estacionaria.

Aunque las aplicaciones de la tracción humana solamente están limitadas por la creatividad y la imaginación, es conveniente tener una idea clara de las características de esta forma de generación de potencia; esto permitirá establecer el rango de aplicación posible.

En cuanto a la cantidad de potencia, una persona puede generar alrededor de 0.2 a 0.3 H.P. para períodos largos de tiempo en una bicicleta. Pero si la aplicación es estacionaria, se debe tener en cuenta las consideraciones siguientes:

a) No hay brisa y por ende no existe convección forzada y el cuerpo humano disminuirá su capacidad de generación.

b) El hecho de permanecer estacionario permite la creación de turnos, entendiendo cada turno por una persona diferente, y con ello se logra elevar la generación de potencia.

c) Diseñar un mecanismo para que dos o más personas puedan incrementar la generación de potencia.

Para que esta generación de potencia sea eficiente, los pedales deben girar entre 20 a 60 RPM, lo cual limita el torque y velocidad al que se puede suministrar la generación.

Sin embargo, para uniformizar la velocidad y observar potencias mayores a las que el ser humano puede suministrar,

se utiliza una rueda volante, en aquellos sistemas donde la variación de velocidad es considerable, con el objeto de uniformizarla.

#### 2.1.4 FACTORES QUE AFECTAN LA GENERACION DE POTENCIA (Ref. 6)

En pruebas efectuadas se mostró que para cada mililitro por segundo de oxígeno absorbido por los pulmones, cerca de 0.006 Hp son desarrollados por las piernas y si para una persona no atleta la proporción máxima de oxígeno en la respiración es 3.057 pulg<sup>3</sup>/seg o 183,060 pulg<sup>3</sup>/min se tendrá la capacidad de desarrollar 0.3 Hp. y que, utilizando la mitad de la capacidad respiratoria la potencia desarrollada es 0.15 Hp aproximadamente; y a estas condiciones una persona promedio puede trabajar por varias horas sin sufrir fatiga.

La capacidad también decrece con la edad; en la fig.2.1.1 muestra la capacidad de respiración contra la edad.

Para nuestro interés es necesario contar con datos de pruebas de personas con capacidad normal, en la fig.2.1.2 se muestra las curvas de potencia contra tiempo de operación para un hombre de 34 años encontrándose la máxima potencia de 40-50 RPM (Ref. 6).

Otros investigadores usaron un medidor de potencia de pedaleo para encontrar la potencia desarrollada que un

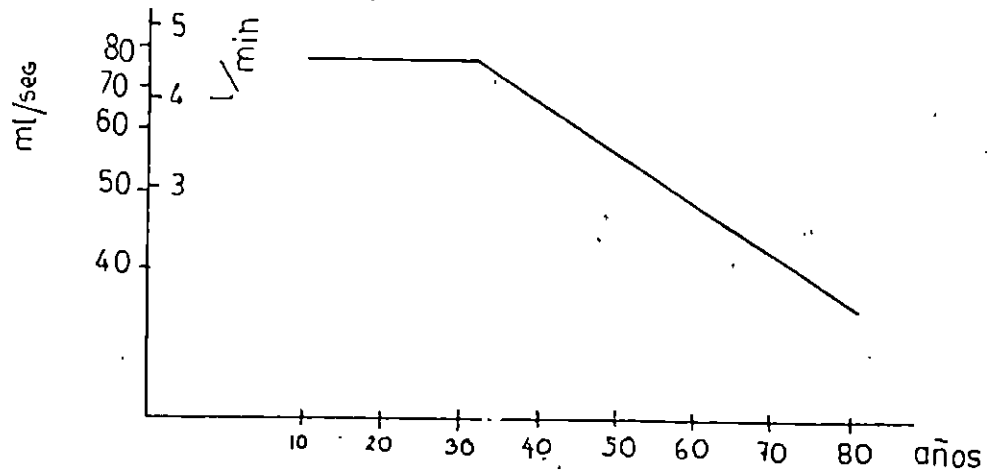


Fig. 2.1.1 Curva de capacidad de respiración (Ref. 6)

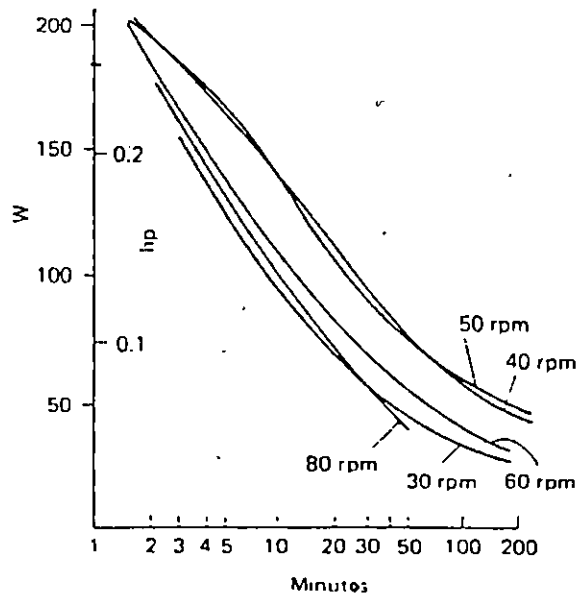


Fig. 2.1.2 Curvas de potencia desarrollada por un hombre de 34 años (Ref. 6)

ciclista corriente puede producir, en períodos de tiempo discretos; encontrándose que para períodos prolongados de tiempo, cerca de 0.05 Hp son mantenidos con una razón de pedaleo de 20-60 RPM (Ver fig. 2.2.3).

La información presentada ha sido obtenida a través de cuidadosos experimentos, la mayoría usando dispositivos que miden la potencia desarrollada llamados ERGOMETROS.

Aunque existen otros factores que afectan la generación de potencia, como la temperatura, los mencionados anteriormente son los más relevantes.

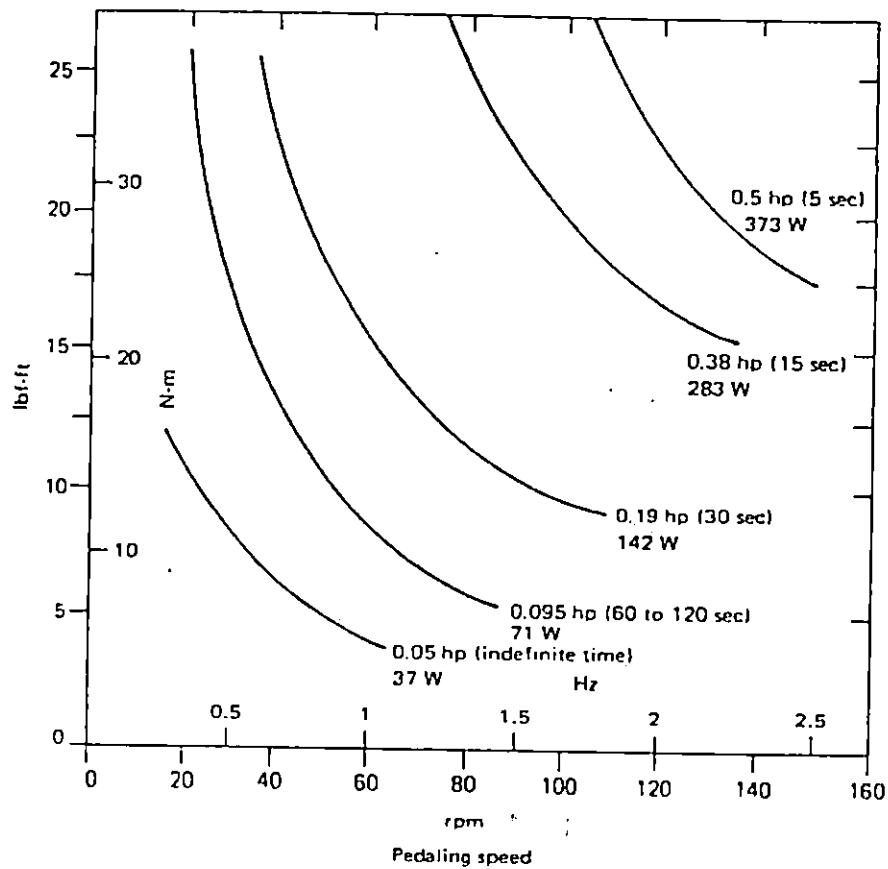


Fig. 2.1.3. Curvas de potencia para distintos tipos de operación

## 2.1.5 SELECCION DEL COMPRESOR

(Ref.3)

En vista de que el compresor requerido es el reciprocante de desplazamiento positivo y que el sistema de impulsión seleccionado es por potencia humana a través de pedales de facil construcción y bajo costo.

Técnicamente este tipo de compresor se ajusta mas a aplicacines de bajo caudal y a presiones comparativamente altas, puesto que maneja capacidades muy bajas de caudal respecto a la presión de descarga.

Todo esto significa que existe una relación inversa entre capacidad y presión, y dicha relacion no se cumple en los compresores dinamicos y rotatorios de desplazamiento positivo ya que dicha relación es directa.

Luego de evaluar varias alternativas el sistema propuestó como mejor opción para solventar los problemas ya señalados se visualiza claramente en los planos. Es de señalar que existen muchas opciones pero que el costo puede llegar tan alto que marque la diferencia en su selección.

El siguiente establecimiento de dimenciones sera fundamental para verificar si todos los elementos pre-escogidos cumplan con la demanda en condiciones criticas de operación.



En el eje se sujetan los pedales por medio de pasadores. La energía motriz se transmite desde el eje de pedales hasta el compresor por medio de elementos de transmisión. El eje que se utiliza en los pedales es de corta longitud por tal razón los esfuerzos de flexión son despreciables y se considera que esta sometido a torsión únicamente. Cuando un eje está sometido a torsión, especialmente cuando está compuesta por un torque variable (Tor) respecto a otro constante (Tor)<sub>av</sub>, el diámetro se calcula así: (Ref. 10)

## 2.2.1 CALCULO DE EJE DE PEDALES

de operación. pre-escogidos cumplirán con la demanda en condiciones críticas fundamentalmente para verificar que, si todos los elementos El siguiente establecimiento de dimensiones sera de acoplar e integrar todo el conjunto. tanto de transmisión como de uniformización de la velocidad y sistema de impulsión, complementándose con otros elementos potencia humana se usará el mecanismo de una bicicleta como de desplazamiento, positivo y que, para poder aprovecharla En vista de que el compresor requerido es el recíprocante

## PARAMETROS DE DISEÑO

### 2.2.0 ESTABLECIMIENTO DE CARACTERISTICAS, Y

$$D = (2.07) \sqrt[3]{CS[((\text{Tor})_r / S_n / K_{f_t})r + (\text{Tor})_{av} / 1.33 (S_u)]} \quad (50)$$

donde:

D = diámetro del eje. (pulg)

CS = Coeficiente de Seguridad

$K_{f_t}$  = Factor de Concentración de Tensiones en fatiga a la torsión

$(\text{Tor})_r$  = Carga torsional variable (Lbs.pulg)

$S_n$  = Límite de endurancia en flexión (Lbs/pulg<sup>2</sup>)

$(\text{Tor})_{av}$  = Carga torsional Promedio (Lbs-pulg)

$S_u$  = Esfuerzo último del material (Lbs/pulg<sup>2</sup>)

Como anteriormente se mencionó en la sección 1.7.2 los valores promedios de potencia desarrollada por medio de pedales que un ser humano puede generar se encuentra en el rango de 0.2 a 0.3 Hp. tomando parámetros conservadores se establece que la potencia a transmitir es de 0.20 Hp.

De la figura 2.1.2 se observa que las curvas de 40 y 50 RPM entregan más potencia para cualquier tiempo de pedaleo.

Tomando la potencia a transmitir de 0.20 Hp a 50 RPM se observa que un ser humano puede pedalear por un periodo de 10 minutos sin agotarse.

En un ciclo de funcionamiento del Compresor la carga torsional varía debido a que, cuando el pistón está por llegar al punto muerto superior, necesita un toque máximo para comprimir el aire y así aumentar su presión, después de esta etapa el torque requerido es mínimo, Ya que se está

succionando aire desde el exterior hacia la cámara de compresión.

Los tiempo en que actúan los torques son tan pequeños que se puede considerar sometido a un torque constante (torque máximo) (Ref 9)

Entonces para determinar la potencia se tiene:

$$HP = (Tor) N / 63025.357 \quad (51)$$

$$(Tor)_{max} = HP 63025.357 / N$$

Donde.:

Tor : Torque Lbs.-pulg

$$= ((0.20) (63025.357)) / 50 \quad HP : Potencia Hp$$

$$(Tor)_{max} = 252.101 \text{ Lbs-pulg.}$$

N : RPM.

La carga torsional a soportar por el eje de pedales es de 252.101 Lbs-pulg.

Como los torque actuando en el eje son alternantes.

$$(Tor)_{av} = (T_{min} + T_{max}) / 2 \quad (52)$$

$$(Tor)_{av} = (0 + 252.101) / 2 = 126.051 \text{ Lbs-pulg}$$

$$(Tor)_r = (Tor)_{max} - (Tor)_{av}$$

$$= 252.101 - 126.051 = 126.05 \text{ Lbs-pulg}$$

Utilizando AISI 4140 Normalizado para el eje

(anexo 1), con características :  $S_y = 95 \text{ Kpsi}$

$S_u = 148 \text{ Kpsi}$

2.2.1.1 CALCULO DEL COEFICIENTE DINAMICO DE CONCENTRACION DE TENSIONES EN TORSION (Kf<sub>t</sub>)

De la Fig 2.2.1 muestra el factor estático de concentración de tensiones para eje de sección circular, a partir del diámetro del eje y tamaño de muesca.

Asumiendo la relación de  $d/D = 0.35$  ya que es la relación más crítica de concentración de esfuerzos e intersectando en curva de torsión se tiene:

$$K_t = 1.39$$

Donde:

d : Diámetro del pasador

D : Diámetro del eje

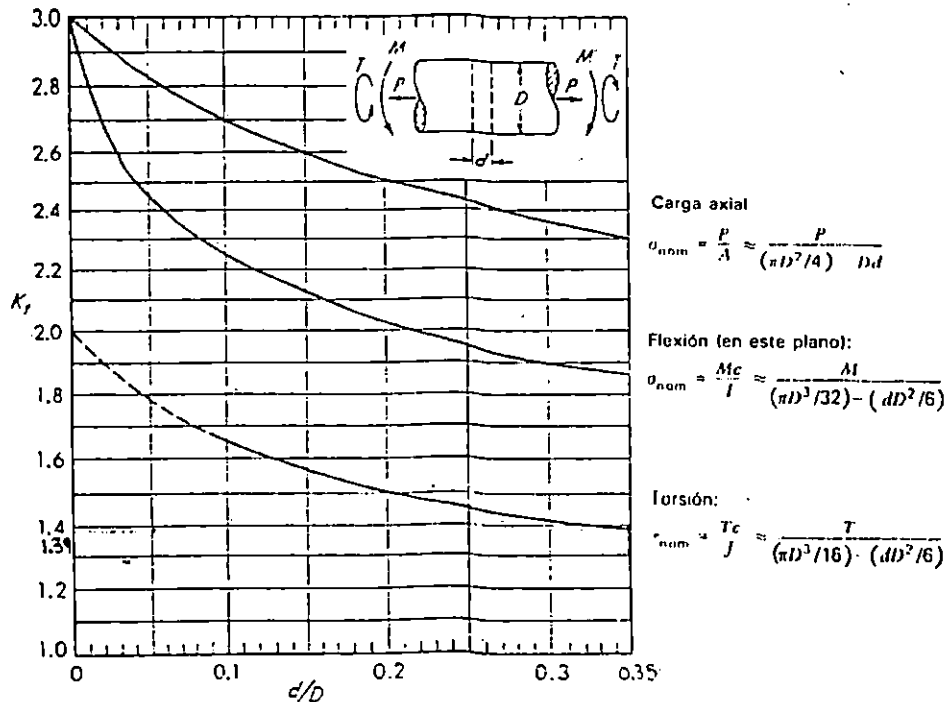


Fig 2.2.1 Kt para ejes con agujero Transversal (Ref. 11)

Para determinar ( $Kf_{\epsilon}$ ) se seguirá el método del factor de de sensibilidad de muesca de Peterson "q" (Ref11)

$$Kf_{\epsilon} = 1 + (Kt - 1)q C_s \quad (53)$$

Donde :

$C_s$  : Factor que compensa las irregularidades externas del material y se obtiene de fig 2.2.2

Utilizando la fig 2.2.2  $S_u = 148$  Kpsi y para superficie maquinada  $C_s = 0.70$  .

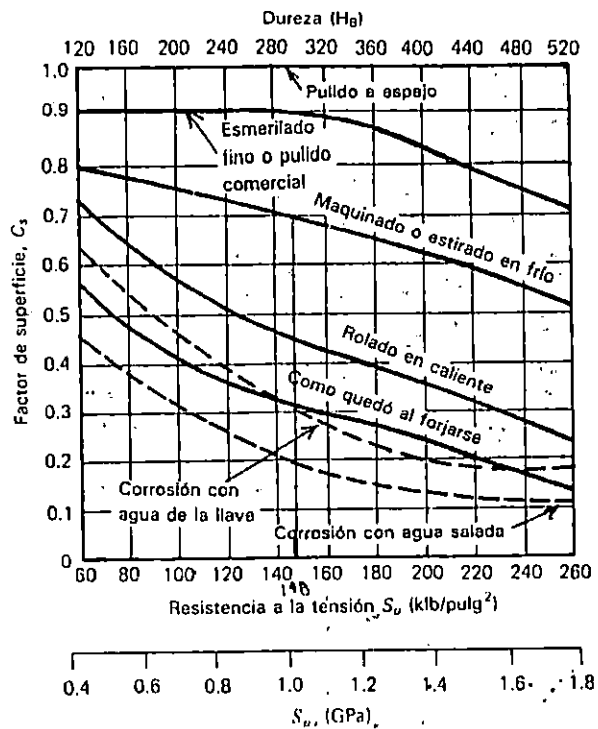


Fig 2.2.2 Factor de Superficie Según Tipo de acabado (Ref.11)

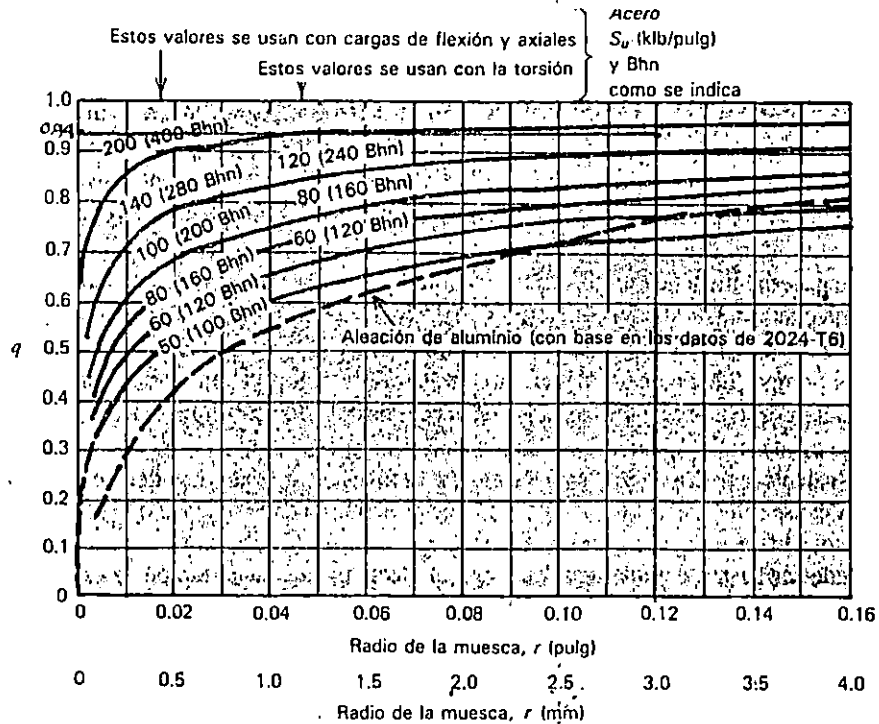


Fig. 2.2.3 Curvas de Sensitividad Para Los Factores Teóricos Kt (Ref 11)

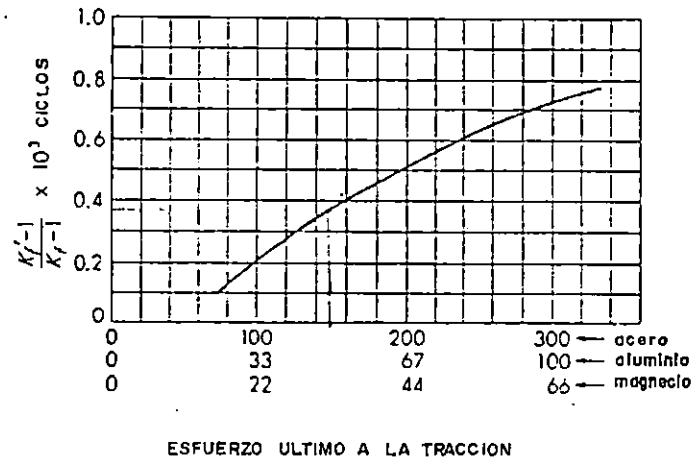
"q" Se obtiene de fig 2.2.3 con  $r = 0.16$  pulg.  
 y  $S_u = 148$  Kpsi donde r es el radio de la muesca.  
 $q = 0.94$

Entonces, el coeficiente de concentración de tensiones para torsión en fatiga según ecuación (53) es:

$$K_{f_t} = 1 + (1.39 - 1) (0.94) (0.70)$$

$$K_{f_t} = 1.257$$

El coeficiente de concentración de tensiones tiene efecto en  $10^7$  ciclos (limite finito de vida), así corrigiendo para este número de ciclos en fig 2.2.4 con  $S_u = 148$  Kpsi.

Fig 2.2.4 Coeficiente de Concentracion a  $10^3$  ciclos (Ref 11)

$$(Kf'_e - 1) / (Kf_e - 1) = 0.36$$

$$(kf'_e - 1) / (1.257 - 1) = 0.36$$

$$Kf'_e = 1.0925$$

#### 2.2.1.2 LIMITE DE ENDURANCIA PARA FLEXION

Para acero AISI 4140 el valor aproximado del limite de durancia (Ref.11)

$$S'_n = 0.5 S_u \quad (54)$$

$$= 0.5 (148)$$

$$S'_n = 74 \text{ Kpsi}$$

El valor corregido de endurance para  $10^6$  ciclos (Ref.11)

$$S_n = ((S'_n) (C_1) (C_d) (C_s)) / K_{f_t} \quad (55)$$

Según valores corregidos y sugeridos en tabla 2.2.1 (Ref.11), en donde:  $C_1$ , por el tipo de carga;  $C_d$ , por el tamaño,  $C_s$ , por el acabado superficial.

De tabla 2.2.1

$$C_1 = 0.58$$

$$C_d = 0.9$$

$$C_s = 0.7$$

$$S_n = ((74) (0.58) (0.9) (0.7)) / 1.257 = 21.63 \text{ Kpsi}$$

Estimando la endurance a  $10^3$  ciclos se obtiene de la tabla 2.2.1

$$S'_n = 0.9(S_u) / K_{f_t}$$

$$= 0.9 (148) / 1.0925 = 121.922 \text{ Kpsi}$$

El coeficiente de seguridad  $CS$  se toma con un valor de 3 debido a la dificultad de determinar la magnitud de los esfuerzos a los que estará sometida la pieza y como medida de protección contra las condiciones inciertas que pueden afectar la resistencia del materia, sin llegar a sobre dimensionar el eje con un coeficiente mayor. Sustituyendo valores en la ecuacion (50).



Tabla 2.2.1 Predicción de curvas S-N

FACTOR	CARACTERISTICAS		Valores sugeridos por JUVINALL		NOTAS
			Acero	Otros Materiales	
C <sub>1</sub>	Carga flexionante rotativa		1.0	1.0	S <sub>10 3</sub> = 0.9 Su
	Carga flexionante reciprocante		1.0	1.0	
	Carga Axial	Sin flexión	0.9	0.9	S <sub>10 3</sub> = 0.75 Su, para acero así como para otros materiales.
		Flexión indetermin.	0.6 - 0.35		
		Combinación	0.9		
Carga Torsional		Materiales dúctiles C <sub>1</sub> = 0.5 8		S <sub>10 3</sub> = 0.9 Sus	
		Hierro fundido Mater. frágiles. C <sub>1</sub> =0.8		Sus = 0.8 Su mat. ferroso Sus = 0.7 Su mat. no ferroso.	
C <sub>d</sub>	0.4"	Flexión o Torsión	1.0	1.0	No tiene efecto en S <sub>10 3</sub>
	0.4" 2.0"		0.9	0.9	
	Carga Axial 2.0"		1.0		
	4.0" 12.0" Partes grandes, todo tipo de carga		0.75 0.6 - 0.75		
C <sub>s</sub>			FIG. 2.2.2		No tiene efecto en S <sub>10 3</sub>

$$D = 2.07 \sqrt[3]{(126.05 / 21630) + (126.05 / 1.33 (148000))}$$

$$D = 0.556 \text{ Pulg.} \quad \approx \quad 9/16 \text{ pulg.}$$

### 2.2.2 CALCULO DEL PASADOR.

Anteriormente se asumió  $d/D = 0.35$  a partir de esta relación se calculó  $K_f$

Utilizando la Relación:

$$d/D = 0.35$$

El diámetro del pasador será entonces:

$$\begin{aligned} d &= (0.35) (D) = 0.35 (0.556) \\ &= (0.195 \text{ Pulg.} \approx 1/4 \text{ Pulg.}) \end{aligned}$$

#### 2.2.2.1 RESISTENCIA DEL PASADOR

Torque actuando : 252.101 Lbs-Pulg.

Fuerza cortante en el pasador

$$F = \text{Tor} / (D/2)$$

$$F = 252.101 / (0.556/2)$$

$$= 906.84 \text{ Lbs}$$

El pasador está sometido a cortadura por dos caras

$$\tau = F/\text{Area} = F/[(\pi D^2)/4]$$

$$= 906.84 \text{ Lbs} / [(\pi (1/4)^2)/4]$$

$$= 18.474 \text{ Kpsi}$$

Antes de sufrir fluencia, el esfuerzo máximo cortante que puede resistir el pasador (Ref.9)

Utilizando acero 1050 estirado

A 900°F,  $S_{yp} = 130$  Kpsi

$S_{ys} = 0.5 S_{yp}$

donde:

$= 0.5 (130)$  Kpsi

$S_{yp}$  : Esfuerzo cortante

$S_{ys} = 65$  Kpsi

en el pasador

el grado de seguridad en la operación se obtiene encontrando el CS que actúa..

$CS = S_{ys} / \tau$

$= 65 / 18.474$

$= 3.5$

### 2.2.3 CALCULO DE VELOCIDADES ANGULARES Y TORQUES

En el eje de pedales se tienen acopladas dos catarinas impulsoras y en el volante cinco catarinas impulsadas, enumeradas como se indican en la fig 2.2.5, donde la transmisión es por medio de cadena. Además, al volante se fija una polea para impulsar a una segunda polea (del compresor) por medio de faja. Con lo anterior se describen diez relaciones de velocidad-torque.

El radio de paso de las catarinas se indican en la fig. 2.2.6 y tabla 2.2.2 y el radio de paso de las poleas se muestran en la fig. 2.2.7 .

Cuando se carga el acumulador, éste parte de la presión de 14.696 psia, en este momento se puede disponer de altas velocidades angulares y bajo torque en la polea del compresor. A medida que el acumulador va aumentando su presión interna se requiere mayor torque y como no se puede obtener mayor potencia del pedalista se tiene que jugar con las relaciones de catarinas, de tal forma que aumente el torque a expensas de una disminución en la velocidad angular.

Por lo anterior, es recomendable disponer de una bicicleta semicarrera.

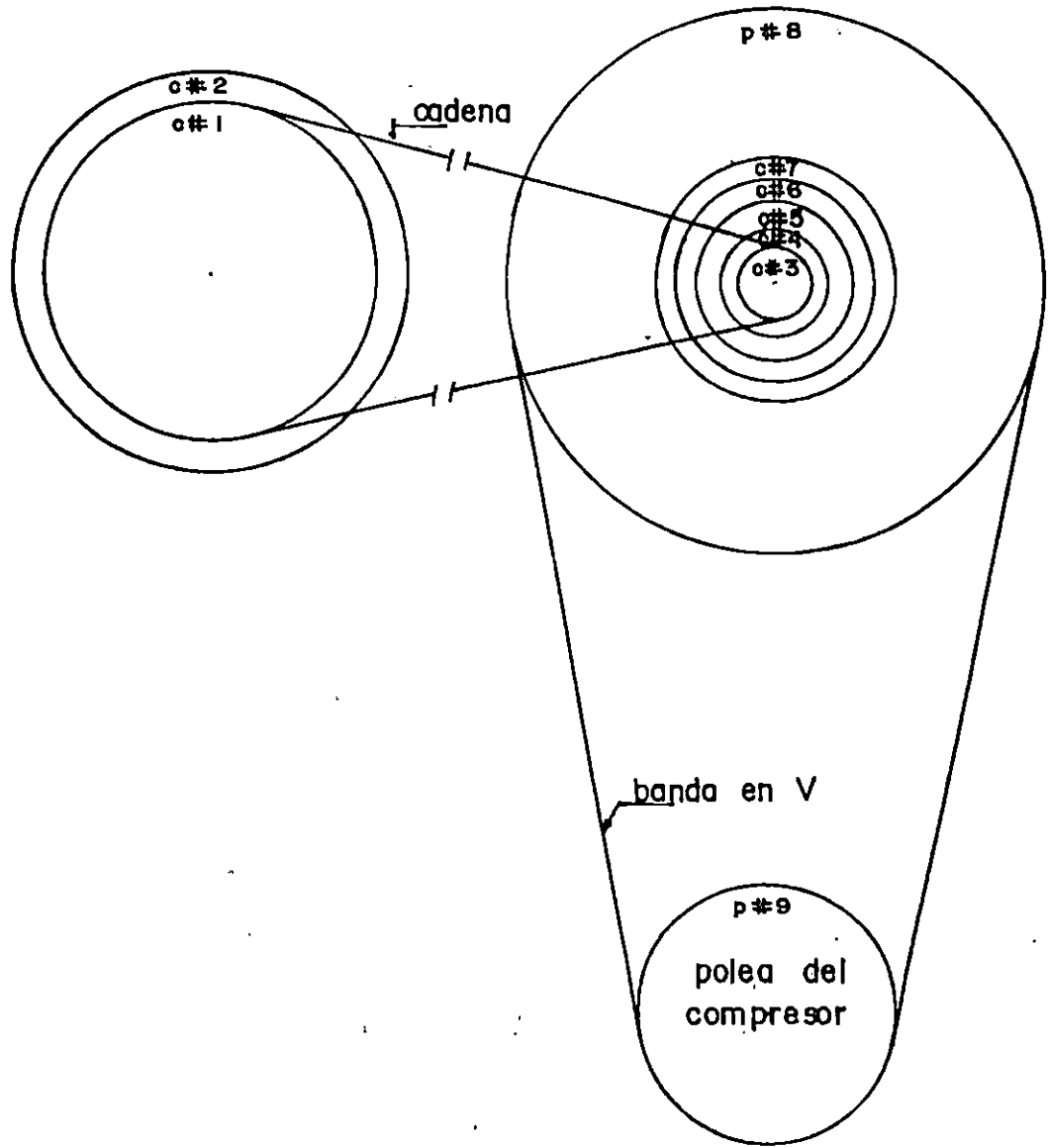
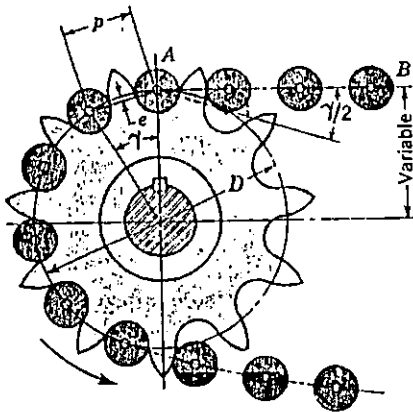


Fig 2.2.5 Relación de transmisión (1,3,8,9)



$$r_p = \frac{D}{2}$$

$$r_p = r_i + r_r$$

D : Diámetro de paso

$r_p$ : Radio de paso

$r_i$ : Radio interior C.

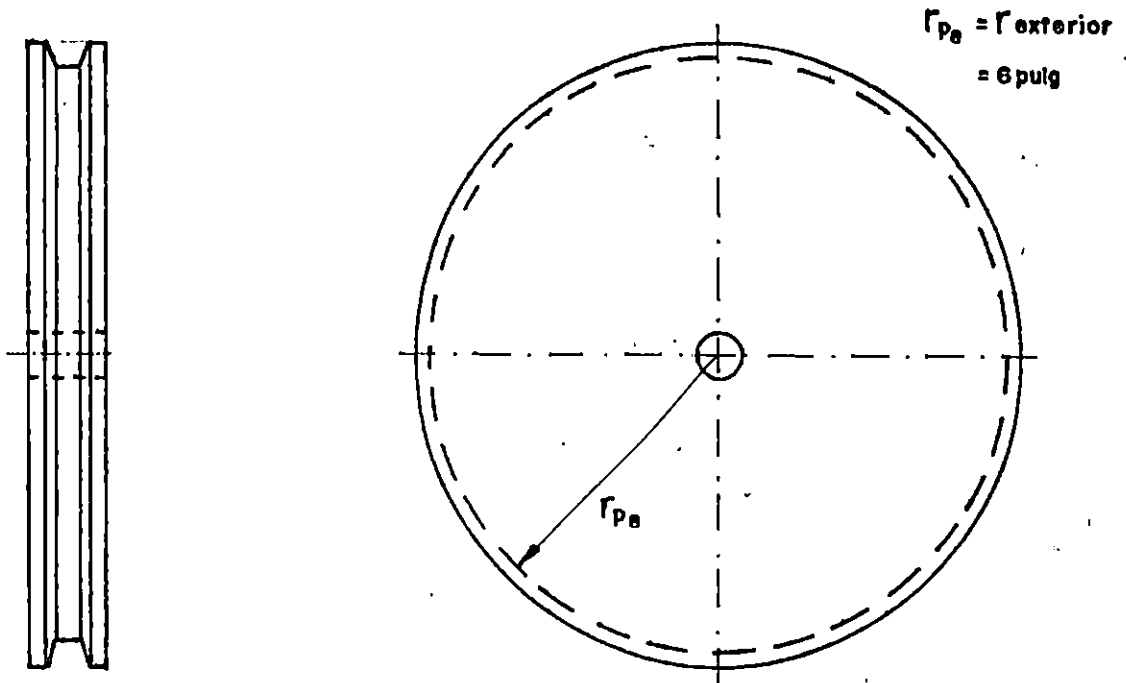
$r_r$ : Radio de rodillo

Fig. 2.2.6 Cadena y catarina

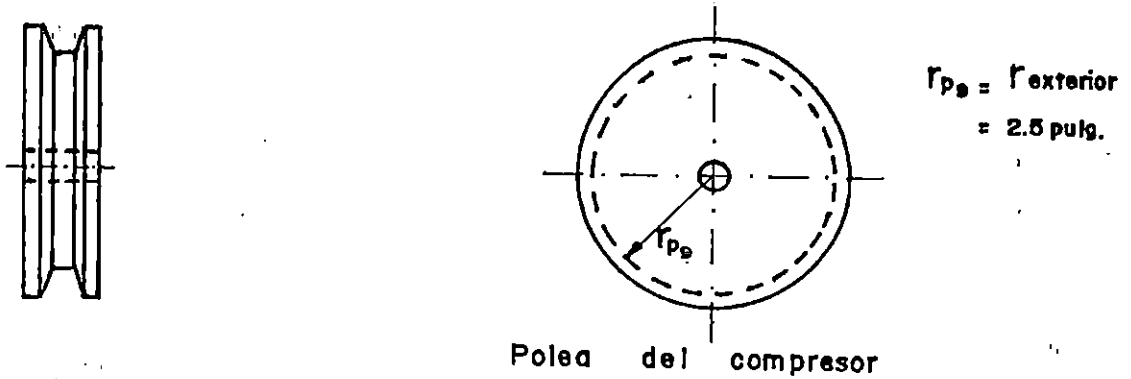
Tabla 2.2.2 Número de dientes y radios de paso de catarinas

impulsoras e impulsadas (Pulg.).

# CATARINAS	1	2	3	4	5	6	7
Radio de paso	3.104	3.990	1.114	1.346	1.158	1.902	2.222
# de dientes	39	50	14	17	20	24	28



Polea de aluminio  
acoplada al volante



Polea del compresor

Fig. 2.2.7 Radio de paso de poleas.

### 2.2.3.1 RELACION DE TRANSMISION

Según la sección 2.2.1 en el eje de pedales se dispone de una potencia de 0.2 Hp, con una velocidad angular de 50 RPM. Utilizando la ecuación 51, se obtiene el torque en el eje de pedales  $Tor_1 = 252.101$  lbs - pulg.

Al eje de pedales está fija la catarina 1, que gira a 50 RPM y tiene un torque de 252.101 lbs - pulg. Por medio del torque podemos encontrar la fuerza tangencial mediante la ecuación 56 (Ref.9), con esta fuerza se tensa la cadena para arrastrar la catarina 3. Además, se calcula la velocidad tangencial de los dientes de la catarina 1, mediante la ecuación 57 (Ref.9), esta velocidad es la misma que lleva la cadena y es transmitida a los dientes de la catarina 3.

$$F_T = \frac{Tor}{r_p} \quad (56)$$

donde:

$F_T$  : Fuerza tangencial.

Tor: Torque en eje de pedales

$r_p$  : Radio de paso de catarinas

Fuerza tangencial de catarina 1

$$F_{T1} = 252.101 \text{ lbs-pulg.} / 3.104 \text{ pulg.}$$

$$F_{T1} = 81.218 \text{ lbs.}$$



Velocidad tangencial

$$U_T = w r_P \quad (57)$$

donde:

$U_T$  : Velocidad tangencial

$w$  : Velocidad angular en rad./seg.

$r_P$  : Radio de paso.

Velocidad tangencial de catarina 1

$$w_1 = 50 \text{ RPM.} = 5.236 \text{ rad / seg.} \quad Y$$

$$U_{T1} = 5.236 \text{ rad/seg. (3.104 pulg.)}$$

$$U_{T1} = 16.253 \text{ pulg/seg.}$$

A los dientes de la catarina 3 se transmite por medio de la cadena, la fuerza y velocidad tangencial de la catarina 1, por tanto, se tiene.

$$F_{T1} = F_{T3}$$

$$U_{T1} = U_{T3}$$

Para seguir con la transmisión de velocidad angular y torque de la catarina 3 a la polea 8 se calcula el torque mediante la ec. 58 (Ref.9) y la velocidad angular mediante la ec. 57 de la catarina 3.

Torque de la catarina

$$\text{Tor} = F_T (r_P) \quad (58)$$

Donde:  $F_T$ : Fuerza Tangencial

$r_P$ : Radio de paso.

según ec. 58 el torque en la catarina 3.

$$Tors = 81.218 \text{ Lbs (1.114 pulg.)}$$

$$Tors = 90.477 \text{ Lbs-pulg.}$$

Despejando la velocidad tangencial de ec.57

Se tiene

$$w = U_T / r_P$$

(59)

Sustituyendo en ec. 59, la velocidad tangencial en catarina 3 es:

$$w_3 = (16.253 \text{ pulg/seg}) / (0.963 \text{ pulg.})$$

$$w_3 = 16.877 \text{ rad/seg} \quad \text{equivalente a: } 161.163 \text{ RPM}$$

En el volante están fijas la polea 8 y la catarina 3, por tal razón están sometidos al mismo torque y velocidad angular

$$Tors = Tors$$

$$w_3 = w_8$$

Para continuar con la transmisión, se calcula en la polea la fuerza tangencial (ec.56) que sirve para tensar la banda en V, y luego se calcula la velocidad tangencial en el radio de paso de la polea 8 con la ec. 57.

Fuerza tangencial de la polea 8

$$F_{T8} = T_{O8} / r_{p8}$$

Sustituyendo valores

$$F_{T8} = 90.477 \text{ Lbs-pulg} / 6 \text{ pulg.}$$

$$F_{T8} = 15.080 \text{ Lbs.}$$

Velocidad tangencial de la polea 8

$$U_{T8} = \omega_8(r_{p8})$$

Sustituyendo valores

$$U_{T8} = 16.877 \text{ rad/seg (6 pulg.)}$$

Se tiene

$$U_{T8} = 101.262 \text{ pulg/seg.}$$

A la polea 9, se le transmite por medio de una banda en V la fuerza y velocidad tangencial de la polea 8, por tanto, se tiene

$$F_{T8} = F_{T9}$$

$$U_{T8} = U_{T9}$$

Con esto es posible calcular el torque (ec. 58) y velocidad angular (ec. 57) en la polea 9 (polea del compresor)

Torque en la polea 9

$$T_{O9} = F_{T9} (r_{p9})$$

Sustituyendo valores

$$Tore = 15.080 \text{ lbs. (2.5 pulg.)}$$

$$Tore = 37.7 \text{ lbs.-pulg.}$$

Velocidad angular de la polea 9

$$\omega_e = U_{T9}/r_{P9}$$

Sustituyendo valores

$$\omega_e = (101.262 \text{ pulg/seg}) / 2.5 \text{ pulg}$$

$$\omega_e = 40.505 \text{ rad/seg.}$$

Tabla 2.2.3 Velocidades angulares y Torques en el volante y eje del compresor.

RELACIONES	VOLANTE		EJE DEL COMPRESOR	
	N (RPM)	Tor (Lbs-pulg)	N (RPM)	Tor (Lbs-pulg)
1,3,8,9	161.163	98.477	386.794	37.700
1,4,8,9	115.388	109.319	276.739	45.558
1,5,8,9	97.794	128.893	234.783	53.785
1,6,8,9	81.599	154.477	195.837	64.365
1,7,8,9	69.853	188.466	167.647	75.195
2,3,8,9	179.888	78.386	429.814	29.328
2,4,8,9	148.224	85.844	355.748	35.435
2,5,8,9	125.711	100.271	301.788	41.788
2,6,8,9	144.989	120.174	251.739	58.873
2,7,8,9	89.782	148.393	215.488	58.498

De igual forma se calculan las otras relaciones de transmisión. Tratándose de un proceso repetitivo. En la tabla 2.2.3 se presentan la velocidad angular y el torque tanto del volante como de la polea del compresor.

Por ejemplo, para leer en la tabla 2.2.3 cuando se tiene las relaciones de catarinas 1 y 3, el volante gira a  $N = 161.163$  RPM y un Tor = 90.477 lbs-pulg, luego con polea 8 y 9 en el eje del compresor se tiene  $N = 386.794$  RPM y Tor = 37.7 lbs-pulg.

#### 2.2.4 CALCULO DE EJE DEL VOLANTE

Este eje solamente sostiene sobre la base el volante y las extenciones traseras del chasis de la bicicleta, considerándose este tipo de carga por flexión simplemente apoyada. La otra carga que el eje soporta es axial, provocada por las tuercas de sujeción.

Para encontrar el diámetro de dicho eje se utilizará el método de superposición, o sea.

$$\sigma_T = \sigma_A + \sigma_F \quad (60)$$

donde:

- $\sigma_T$  : Esfuerzo total
- $\sigma_A$  : Esfuerzo Axial
- $\sigma_F$  : Esfuerzo por flexión

Para determinar la carga que el eje soporta debido a las extensiones traseras del chasis, se utilizara el diagrama de cuerpo libre de la fig. 2.2.8

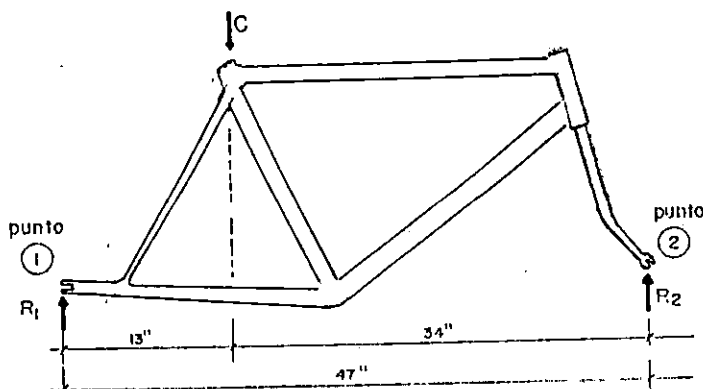


Fig.2.2.8 Diagrama de cuerpo libre (chasis)

$R_1$  : Reacción en  
el eje trasero  
 $R_2$  : Reacción en el  
eje delantero  
 $C$  : Peso del  
pedalista.

La insertidumbre del peso del pedalista se plasma con un factor de seguridad  $CS = 1.8$

$$CS = C_{max}/C$$

Si  $C$  es el peso promedio del  
pedalista  $\approx 120$  lbs.

$$C_{max} = CS (C)$$

$$C_{max} = 1.8 ( 120 ) \text{ lbs.}$$

$$C_{max} = 216 \text{ lbs.}$$

$\oplus \sum M = 0$  en el punto 2 se tiene

$$R_1 (47) - (216) (34) = 0$$

$$R_1 = 156.255 \text{ lbs.}$$

Las cargas a lo largo del eje están ubicadas como se indica en la fig. 2.2.9

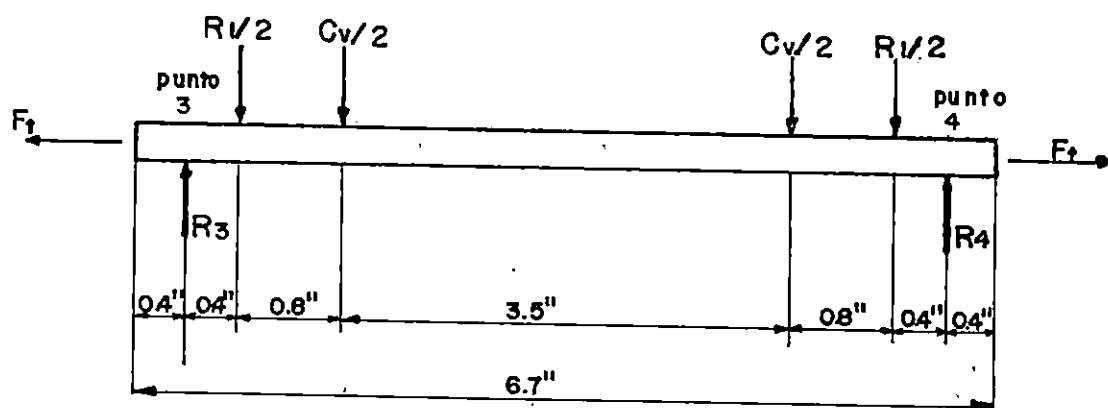


Fig. 2.2.9 Distribución de cargas en eje trasero de bicicleta

donde:

$R_3$  Y  $R_4$  : Reacciones en la base

$C_v$  : Peso del volante

$F_t$  : Carga de tensión (por tuercas)

luego

$$C_v = \pi l (\delta) (r_b^2 - r_a^2)$$

donde:

$l$  : Espesor del volante

$r_a$  : Radio interno del volante

$r_b$  : Radio externo del volante

$\delta$  : Peso específico del concreto

$$C_v = \pi ( 0.197 ) ( 1.05^2 - 0.026^2 ) ( 149.83 )$$

$$C_v = 102.171 \text{ lbs}$$

Como la carga proveniente del volante no variará, el factor de seguridad será de uno, calculando  $R_3$  y  $R_4$ :

$$\oplus \Sigma M = 0 \text{ en el punto (4)}$$

$$0 = R_3(5.9) - (78.128)(5.5) - 51.086(4.7) - (51.086)(1.2) -$$

$$(78.128)(0.4) \quad R_3 = \frac{429.704 + 240.104 + 61.303 + 31.251}{5.9}$$

$$= 129.214 \text{ Lbs.}$$

Por la simetría

$$R_3 = R_4 = 129.214 \text{ lbs.}$$

Al utilizar el método de superposición se cumple la ec.60

$$\sigma_T = \sigma_A + \sigma_F$$

Y asumiendo un factor de seguridad  $NS = 1.6$  (Ref. 12) por la incertidumbre en la resistencia del material, se tiene.

$$NS = S_y / \sigma_T$$

$$\text{con } S_y = 95 \text{ Ksi}$$

(Anexo A-1)

$$\sigma_T = \frac{95000 \text{ Psi}}{1.6}$$

$$\sigma_T = 59,375 \text{ Psi}$$



Auxiliándose de la fig. 2.2.10, esfuerzo por flexión máximo se presenta, en el tramo de eje en el cual el momento flexionante es máximo y el cortante es cero.

Entonces el esfuerzo por flexión será:

$$\sigma_F = 32 M_O / \pi D^3 \quad (61)$$

y para  $M_O = 92.555 \text{ Lbs.-pulg.}$

$$\sigma_F = 32 ( 92.555 ) / \pi D^3$$

$$\sigma_F = 942757/D^3$$

donde:

$M_O$  : Momento máximo actuando (lbs.-pulg.)

$D$  : Diámetro de eje (pulg.)

El efecto de carga axial estática es

$$\sigma_A = 4 F_t / \pi D^2 \quad (\text{Ref.12}) \quad (62)$$

donde:

$F_t$  = Fuerza de tracción (lbs.)

Para una tuerca

$$\text{Tor} = 0.20 F_t D \quad (\text{Ref. 12}) \quad (63)$$

despejando  $F_t$  de 63

$$F_t = \frac{\text{Tor}}{0.2 D}$$

Sustituyendo ec. 63 en 62

$$\sigma_A = 4 (\text{Tor}) / (0.2) \pi D^3 \quad (64)$$

Como el torque aplicado a las tuercas puede variar, existe alguna incertidumbre referente al torque y por lo tanto se aplicará un factor de seguridad de  $CS = 1.5$  (Ref.12) para un torque de 20 lbs.-pie ó 240 lbs.-pulg.

$$\text{Tor}_{\max} = 240 (1.5) \text{ lbs.-pul.}$$

$$\text{Tor}_{\max} = 360 \text{ lbs.-pulg.}$$

El esfuerzo axial se encuentra sustituyendo valores en la ec. 64

$$\sigma_A = 4 (360) / (0.2) \pi D^3$$

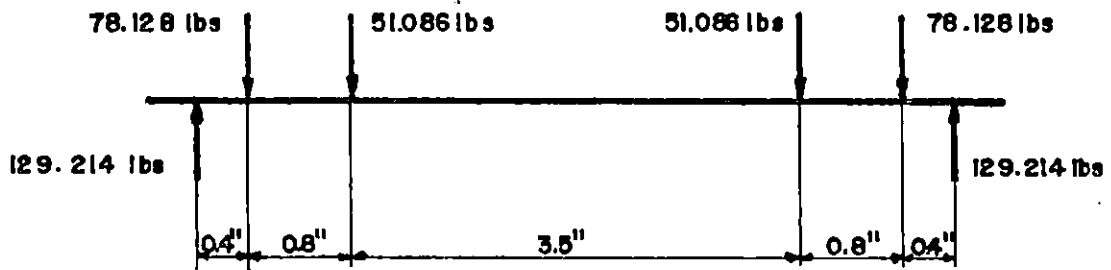
$$\sigma_A = 2291.831 / D^3$$

Por superposición se calcula el diámetro del eje tracero.

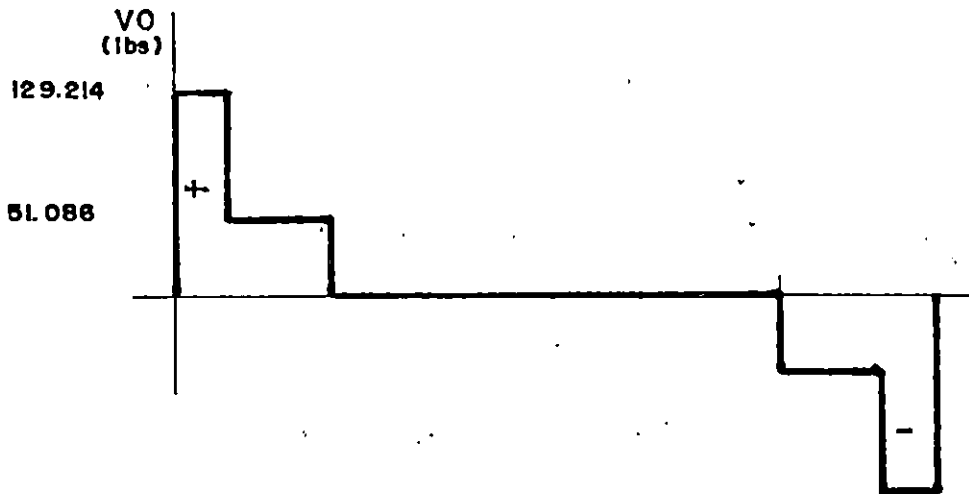
$$59,375 = 942.757 / D^3 + 2291.831 / D^3$$

$$D = \sqrt[3]{0.054}$$

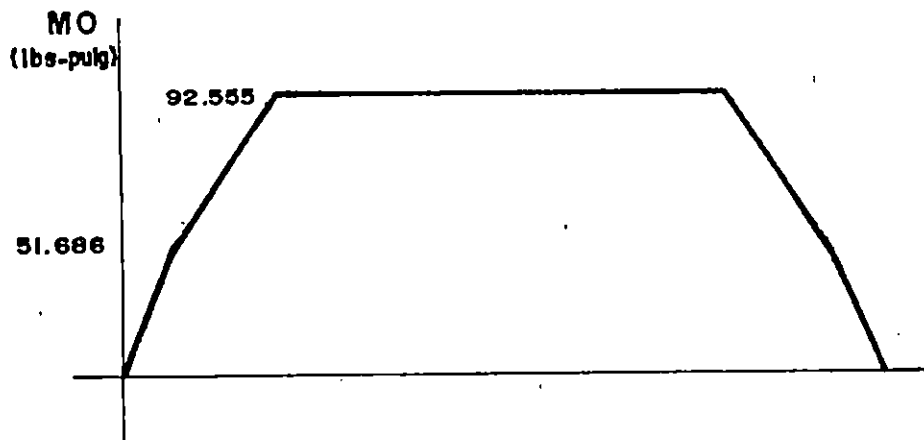
$$D = 0.378 \text{ Pulg.}$$



(a) Diagrama de cargas



(b) Diagrama del cortante



(c) Diagrama del momento flexionante

Fig. 2.2.10 analisis por reflexión

## 2.2.5 CALCULO DEL VOLANTE

### 2.2.5.1 DESCRIPCION DE LA OPERACION

Muchos tipos de maquinaria están sometidos a pares de fuerzas que varían a lo largo del ciclo de trabajo. Si se provee de un elemento mecánico rotativo diseñado para almacenar energía y distribuirla cuando se necesite, puede utilizarse una máquina motriz más pequeña y obtener también un funcionamiento más uniforme. Este elemento mecánico rotativo se le da el nombre de volante.

Durante la parte del ciclo de trabajo en que se necesita un par de momento grande, la energía del disco ayuda al elemento motriz a suplir las deficiencias de energía con una reducción de velocidad. Esta energía, así como su velocidad, vuelven a sus valores originales durante aquellas partes del ciclo durante las cuales, las necesidades de par son bajas o nulas.

Un volante puede ser un disco sólido, con agujeros, o con rayos de modo que concentre su peso en la periferia y almacene mayor cantidad de energía al operar.

En el compresor, la acción de pedaleo es continua y la energía es entregada paulatinamente, ya que se necesita un torque mayor cuando el aire es comprimido.

Los tiempos de operación en los cuales se pasa de un torque máximo a uno mínimo son exageradamente pequeños, por tal razón, se considera que está sometida a un torque constante.

### 2.2.5.2 COEFICIENTE DE FLUCTUACION

El cambio de velocidad en un sistema mecánico se representa mediante el coeficiente de fluctuación ( $C_f$ ) y se define (Ref. 9) así:

$$C_f = (W_{max} - W_{min}) / W_m \quad (65)$$

$$W_m = (W_{max} + W_{min}) / 2 \quad (66)$$

donde:

- $W_{max}$  : Máxima velocidad de rotación  
 $W_{min}$  : Mínima velocidad de rotación  
 $W_m$  : Velocidad media de rotación

también podemos decir que:

$$W_{max} = W_m ( 1 + 1/2 C_f ) \quad (67)$$

$$W_{min} = W_m ( 1 - 1/2 C_f ) \quad (68)$$

El coeficiente de fluctuación a usar es seleccionado de coeficientes tabulados basados en pruebas hechas para distintos tipos de maquinarias.

En la tabla 2.2.3 se dan los valores del coeficiente de fluctuación de velocidades para distintos tipos de equipos.

Tabla 2.2.3 Coeficiente de Fluctuación

Tipo de máquina	$C_f$
Maquinaria trituradora	0.200
Maquinaria eléctrica	0.001
Maquinaria eléctrica accionada directamente	0.002
Máquinas de transmisión por correas	0.050
Maquinaria para molinos de harina	0.020
Transmisión de engranaje	0.020
Maquinaria de golpeo	0.200
Máquinas-herramienta	0.010
Maquinaria para papel	0.025
Maquinaria de bombos	0.010-0.050
Maquinaria cortadora	0.030-0.050
Maquinaria para hilar	0.010-0.020
Maquinaria textil	0.025

De la tabla 2.2.3 se toma  $C_f = 0.030$  ya que la máquina de bombeo se asemeja al trabajo alternante de un compresor de aire. La razón por la cual se selecciona el menor valor de  $C_f$  es porque las velocidades máxima y mínima en un ciclo de trabajo toman valores muy próximos.

La razón de utilizar un coeficiente de fluctuación es, porque en el compresor, la variación de velocidad del volante no es uniforme, debido a que la potencia de pedaleo no es constante.

Con una fluctuación del 3%, las velocidades extremas en condiciones de trabajo críticas, será cuando en el acumulador se tenga la máxima presión.

$$W_{max} = W_{m \text{ critica}} (1 + 1/2 C_f)$$

donde:  $W_{m \text{ critica}}$  : velocidad crítica del volante

$$W_{max} = 69.853 (1 + 1/2 0.03)$$

$$= 70.901 \text{ RPM}$$

$$W_{max} = 7.425 \text{ rad/seg}$$

$$W_{min} = W_{m \text{ critica}} (1 - 1/2 C_f)$$

$$= 69.853 (1 - 1/2 0.03)$$

$$W_{min} = 68.805 \text{ RPM}$$

$$= 7.205 \text{ rad/seg}$$

### 2.2.5.3 ENERGIA DEL VOLANTE

La energía proporcionada por un volante de disco, se encuentra a partir de la relación 69 ( Ref. 9)

$$\Delta E = 1/2 I (W_{max}^2 - W_{min}^2)$$

en donde:

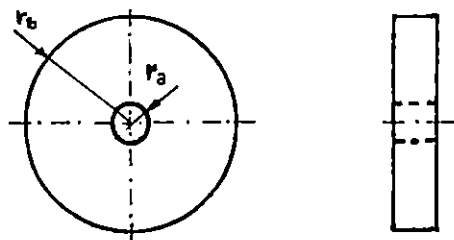
- $\Delta E$  : Energía para un disco .  
 $I$  : Momento de inercia.  
 $W_{max}$  : Máxima velocidad de rotación.  
 $W_{min}$  : Mínima velocidad de rotación.

El momento de inercia para un disco sólido, con agujero en el centro se encuentra a partir de la ec. 70 (Ref. 9).

$$I = 1/2 \pi (l) (\rho) (b^4 - a^4) \quad (70)$$

- donde :
- $l$  : espesor del disco
  - $\rho$  : densidad del material
  - $b$  : radio exterior del disco
  - $a$  : radio interior del disco

El volante, cuya forma geométrica es de un disco, estará compuesta por concreto. Que se suspenderá sobre un ring de bicicleta y cuyo peso, comparado con el peso del concreto, será despreciable; por tal razón se considera que tiene efecto sobre el volante, solamente el concreto



donde las dimensiones son:

- $l = 0.197$  pies
- $r_a = 0.0256$  pies
- $r_b = 1.0496$  pies

Fig. 2.2.11 Dimensiones del volante

$$I = 1/2 \pi (l) (\rho) \text{ concreto } (r_b^4 - r_a^4)$$

$$I = 1/2 \pi (0.197 \text{ pies})(149.83 \text{ lb/pies}^3)[(1.050)^4 - (0.026)^4]$$

pies<sup>4</sup>

$$I = 56.270 \text{ lbs-pies}^2.$$

Sustituyendo valores en ec. 69 se tiene

$$\begin{aligned} \Delta E &= 1/2 C_f I (w_{\max}^2 - w_{\min}^2) \\ &= 1/2(0.03)(56.27 \text{ lbs-pies}^2)[(7.425)^2 - (7.205)^2] \text{ rad}^2/\text{seg}^2 \end{aligned}$$

$$\Delta E = 2.717 \text{ lbs-pies}^2/\text{seg}^2.$$

#### 2.2.5.4 RESISTENCIA DEL VOLANTE

En el ring trasero de la bicicleta se construye el volante con concreto. En vista de que el concreto trabaja a compresión y los esfuerzos a tensión que puede permitir son comparablemente muy inferiores, es necesario demostrar que los esfuerzos tangenciales máximos, provocados por la fuerza centrífuga de la velocidad angular, son menores a la resistencia en tensión del concreto, que es considerado un material frágil.

Como los esfuerzos en el volante están en función directa a la velocidad angular, se verificarán con la máxima velocidad angular que se pueda presentar.

El esfuerzo tangencial máximo se calcula según ec. 71 (Ref. 11)

$$\sigma_{t\max} = (3 + \mu)(\rho) w^2 [r_b^2 + (1-\mu) r_a^2 / (3+\mu)] / 4g \quad (71)$$



donde:

$\mu$  : Relación de poisson

$\rho$  : Densidad absoluta del concreto (lbs/pulg<sup>3</sup>)

$w$  : Velocidad angular (rad/seg)

$r_a$  : Radio interior del volante (pulg)

$r_b$  : Radio exterior del volante (pulg)

$g$  : Aceleración de la gravedad (pulg/seg<sup>2</sup>)

Entonces:

$$r_a = 0.0256 \text{ pies} = 0.307 \text{ pulg}$$

$$r_b = 1.0496 \text{ pies} = 12.595 \text{ pulg}$$

La velocidad angular podría llegar a calcularse, si el máximo ritmo de pedaleo es de 120 RPM, con la relación de velocidad de la catarina 2 y 3.

$$\text{Si } N_2 = 120 \text{ RPM} = w_2 = 12.566 \text{ rad/seg}$$

En la transmisión por cadena se cumple que  $U_{r2} = U_{r3}$

$$w_2 r_2 = w_3 r_3$$

$$w_3 = (12.566) (3.99) / 1.114$$

$$w_3 = 45.007 \text{ rad/seg}$$

$$g = 386 \text{ pul/seg}^2$$

$$\rho = 149.83 \text{ lbs/pie}^3 = 0.087 \text{ lbs/pulg}^3$$

El valor promedio de la relación de poisson para concreto (Ref. 16) es

$$\mu = 0.16$$

Sustituyendo valores en ec. 71

$$\sigma_{tmax} = 3.16(0.087)(45.007)^2 [(12.595)^2 + (10.16)(0.307)^2 / (3.16)] / [4(386)]$$

$$\sigma_{tmax} = 57.224 \text{ Psi}$$

La resistencia en tensión para concreto con

$$f'_c = 3086.391 \text{ Lbs/Pulg}^2 \quad (\text{Ref. 17}) \text{ es:}$$

$$Su_c = 1.6 f'_c \quad (\text{Ref. 19}) \quad (72)$$

donde:  $Su_c$  : Esfuerzo último del concreto Psi

$f'_c$  : Resistencia a la compresión del concreto

$$Su_c = 1.6 f'_c = 1.6 \cdot 3086.391$$

$$Su_c = 88.888 \text{ Psi}$$

Para demostrar que el volante no fallará en su funcionamiento por la acción centrífuga, se tiene que cumplir que:

$$Su_c > \sigma_{tmax}$$

$$88.888 \text{ Psi} > 57.224 \text{ Psi}$$

Por lo tanto no fallará.

#### 2.2.6 DETERMINACION DEL FLUJO DE TRABAJO

La determinación del flujo de trabajo se desarrolla utilizando la termodinamica basica y servirá como herramienta para calcular la capacidad del compresor o sea su volumen desplazado.

Constantes críticas:

$$\begin{aligned} T_{aire} &= 80 \quad ^\circ\text{F} && (\text{Ref. 8}) \\ T_{caire} &= 132.41 \quad ^\circ\text{K} \\ P_{caire} &= 37.25 \text{ atm} \\ V_c &= 93.25 \text{ cm}^3/\text{gr-mol} \\ K_{aire} &= 1.4 \end{aligned}$$

Para condiciones de succión según (Ref. 7) se define

$$Pr_s = P/P_c \quad (73)$$

donde:

$Pr_s$  : Presión reducida en succión  
 $P$  : Presión atmosférica  
 $P_c$  : Presión crítica

$$\begin{aligned} Pr_s &= P/P_c = 1 \text{ atm} / 37.25 \text{ atm} = 0.0268 \\ Tr_s &= T/T_c \end{aligned}$$

(74)

donde:  $Tr_s$  : temp. reducida en succión  
 $T$  : temp. ambiente  
 $T_c$  : temp. critica del aire

$$Tr_s = T / T_c = 299.817 \text{ °K} / 132.41 = 2.264$$

Utilizando Fig. 2.2.11  $z_1 = z_2 = 1$

$$\begin{aligned} Pra &= Pa / Pc \\ &= [(75 \text{ lbs/pulg}^2)(1 \text{ atm})] / [(37.25 \text{ atm})(14.696 \text{ lbs/pulg}^2)] \\ &= 0.1370 \end{aligned}$$

Los subíndices s y d indican succión y descarga; y (s) un proceso adiabático.

$$ra = Pa / Ps = 75 / 14.696 = 5.103$$

$$\begin{aligned} \text{Según ec. 27 (Ref.3) } T(s)_d &= 299.9817 \text{ °K} (5.103)^{(1.4-1)/1.4} \\ &= 477.642 \text{ °K} \end{aligned}$$

$$Tr_d = 477.642 / 132.41 = 3.60$$

utilizando Fig. 2.2.12  $z_d = 1$

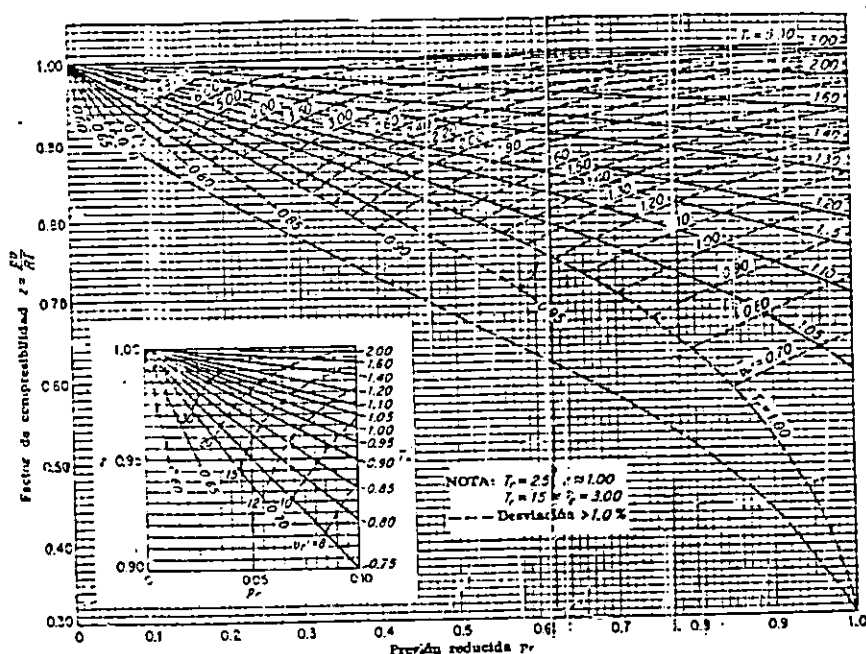


Fig. 2.2.12 Carta de compresibilidad generalizada (Ref.7)

Utilizando ecs. 25 y 26.

$$HP(s) = WH(s) / 33000 \eta(s) \quad (\text{Ref. 15})$$

sabemos que:

$$H(s) = [(z_e + z_d)/2][(1545)/M_w] T_e [(r_c^{(K-1)/K-1})/(K-1)/K]$$

donde:

$z_e$  : Factor de compresibilidad a la succión

$z_d$  : Factor de compresibilidad a la descarga

$m_w$  : Peso molecular del aire

$T_e$  : Temp. de succión °R

$r_c$  : Relación de compresión

$$H(s) = \frac{(1+1)(1545)(540)[5.103^{(1.4-1)/1.4-1}]}{(2)(28.95)[(1.4-1)/1.4]}$$

$$H(s) = 59820.551 \text{ pie-lbs/lbs}$$

Considerando un proceso adiabático ideal en donde no hay intercambio de calor entre las paredes de la cámara de compresión, entonces  $\eta(s) = 100\%$

Sabemos que potencia es :  $HP = 0.2$

despejando de ec. 25 el flujo en peso  $W$  tenemos:

$$\begin{aligned} W &= 33000 N(s) \quad HP(s)/H(s) \\ &= 33000 (1) \quad 0.2 / 59820.551 \end{aligned}$$

$$W = 0.110 \text{ Lbs/min}$$

Flujo de volumen  $Q$  (Caudal  $\text{Pies}^3/\text{seg}$ )

$$Q = W/\rho = (0.110 \text{ Lbs/min})/(0.073 \text{ lbs/pie}^3)$$

$$Q = 1.507 \text{ Pies}^3/\text{min}$$

Se sabe que el Volumen desplazado para un compresor de pistón es

$$VD = Q/N\eta_v \quad (75)$$

donde:

VD : Volumen desplazado [pies<sup>3</sup>]

N : Rev. por minuto del eje del compresor

$\eta_v$  : Eficiencia Volumétrica (=100% para compresor)

$$VD = 1.507 / (429.814) 1$$

$$VD = 0.004 \text{ pies}^3/\text{rev.}$$

Al analizar el resultado del volumen desplazado se concluye que, se necesita un compresor que suministre:

$$VD \geq 0.004 \text{ pies}^3/\text{rev.}$$

#### 2.2.7 CALCULO DEL DIAMETRO DE LA TUBERIA

El diámetro de la tubería se elige en base al caudal, longitud de la tubería, las pérdidas de presión, la presión de servicio y la cantidad de estrangulamiento.

Los parámetros a utilizar en el prototipo para el cálculo del diámetro de la tubería son:

- Caudal de 1.507 pies<sup>3</sup>/min, calculado en la sección

#### 2.2.6

- Longitud de tubería de 6.562 pies
- 1 válvula de cierre
- 1 compuerta
- 1 pieza en T

- 4 codos normales
- Las pérdidas admisibles de presión para sistemas pequeños se asumen 1.45 Psig. (Ref. 18)
- Presión de servicio de 75 Psig. ( 89.696 Psia ) equivalente a 6.185 bar absolutos.

Para determinar el diámetro de la tubería se utiliza la Fig. 2.2.13 (Ref. 18) el primer cálculo no involucra la caída de presión en los accesorios de la tubería (longitud supletoria), por tanto, primero se calcula un diámetro provisional.

En la fig. 2.2.13 se marca el punto 6.562 pies (2m) en la recta A y 1.507 pies<sup>3</sup>/min (2.56 m/h) en la recta B, posteriormente se traza una recta entre ambos puntos y es prolongada hasta cortar la recta C en un punto; también se marca el punto de 89.696 Psia (6.185 bar absolutos) en la recta E y 0.1 bar en la recta G, luego se traza una recta entre ambos puntos y se marca el punto de intersección con la recta F. Por último, trazar una recta entre los puntos marcados en las rectas C y F con esto se intersecta la recta D en la cual dicho valor es el diámetro provisional de la tubería a utilizar.

El cálculo de la longitud supletoria es en base a la fig.2.2.14 (Ref. 18). Se entra en el eje de las abcisas con el diámetro provisional de 0.157 pulg. (4 mm) y se lee en el eje de las ordenadas para la válvula de cierre 0.54 m. pieza en T 0.18 m, compuerta (válvula check) 0.028 m y para los codos normales 0.018 m.

la longitud supletoria total será:

1- Válvula de cierre	(0.54 m)	1.772 pies
1- Pieza en T	(0.18 m)	0.591 pies
1- Compuerta	(0.028 m)	0.092 pies
4- Codos normales	(0.072 m)	0.236 pies
-----		
longitud supletoria	(0.820 m)	2.691 pies

Para calcular la longitud total se suman la longitud de tubería más la supletoria.

Longitud de tubería	6.562 pies
Longitud supletoria	2.691 pies
-----	
Longitud total de tubería	9.253 pies

Con esta longitud total de 9.253 pies (2.820 m) se marca el punto en la recta A de la Fig. 2.2.13 y se continúa con el procedimiento explicado anteriormente para encontrar el diámetro provisional, encontrando un valor de 0.167 pulg. (4.25mm).

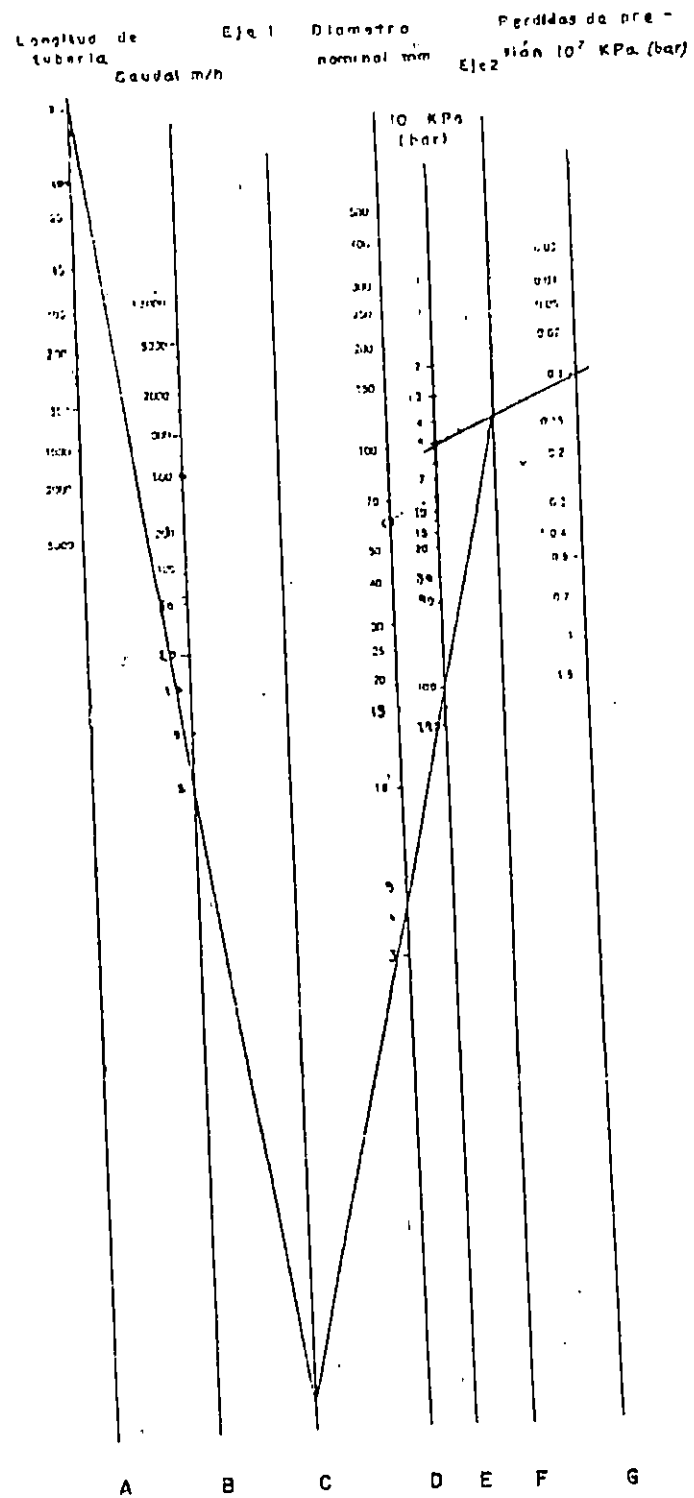


Fig. 2.2.13 Diametro de tubería



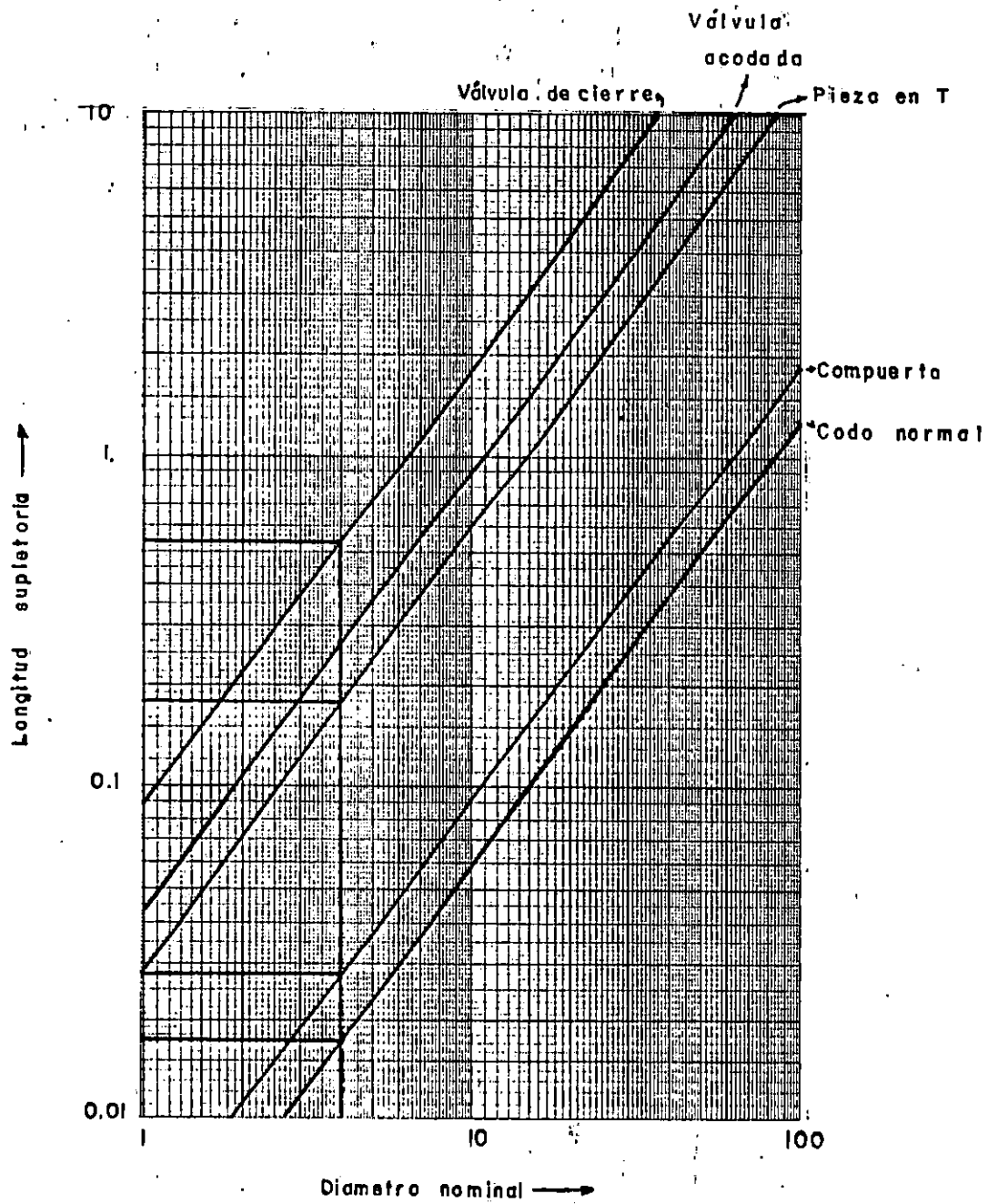


Fig. 2.2.14 Longitudes supletorias

## 2.2.8 CALCULO DEL ACUMALADOR

La presión que se emplea para diseñar el acumulador y sus componentes, es de un valor mayor que la presión de operación.

La presión será afectada por un factor de seguridad de  $CS = 1.2$  (Ref. 12).

$$P_o = P_t (CS) \quad (\text{Ref. 12}) \quad (76)$$

en donde:

$P_t$  : Presión de Trabajo (lbs/pulg<sup>2</sup>)

$P_o$  : Presión de Operación (lbs/pulg<sup>2</sup>)

$CS$  : Factor de Seguridad

si  $P_t = 40$  lbs/pulg<sup>2</sup>

$P_o = 40 (1.2)$

$P_o = 48$  lbs/pulg<sup>2</sup>

### 2.2.8.1 PRESION DE DISEÑO

En el diseño de acumuladores a presión, se considera la máxima presión permitida por la cabeza o del casco y no la de elementos pequeños.

La presión de diseño se calcula tomando en cuenta un margen de 30 lbs/pulg<sup>2</sup> ó 10% más de la presión de operación y agregándole una y media veces más por el efecto Hidrostático.

(ec.77).

$$P_D = P_o + 30 + (1.5) P_o \quad (\text{Ref.14}) \quad (77)$$

en donde:

$P_D$  : Presión de diseño (lbs/pulg<sup>2</sup>)

$P_o$  : Presión de Operación (lbs/pulg<sup>2</sup>)

Luego sustituyendo  $P_o$  calculado

$$P_D = 48 + 30 + (1.5) (48)$$

$$P_D = 150 \text{ lbs/pulg}^2$$

#### 2.2.8.2 DIAMETRO DEL ACUMULADOR

Para calcular el diámetro óptimo del acumulador es necesario considerar ciertos parámetros como la resistencia del material, eficiencia de las juntas, margen por corrosión; además, de la presión de diseño. Utilizando la ecuación 78

$$F = P_D / [(C_o) (S_y) (E)] \quad (\text{Ref. 14}) \quad (78)$$

donde:

$F$  : Relación longitud a Diámetro

$P_D$  : Presión de Diseño ( lbs/pulg<sup>2</sup> )

$C_o$  : Margen por Corrosión (pulg)

$S_y$  : Resistencia del Material (lbs/pulg<sup>2</sup>)

$E$  : Eficiencia de la Junta







Con presión de diseño de 150 lbs/pulg<sup>2</sup> y seleccionando un acero al carbono SA-283 grado C para bajas temperaturas de la



Por efecto de durabilidad, se establece un margen por corrosión de 1/16 pulg. para 12 años.

La eficiencia de la junta soldada se toma de la tabla 2.2.5, cuando la junta no es examinada, y si es a tope de un solo cordón con tira de respaldo  $E= 0.65$

Tabla 2.2.5 Tipo de juntas soldadas

TIPOS DE JUNTAS SOLDADAS		EFICIENCIA DE LA JUNTA, E Cuando la junta es:		
TIPOS NORMA UW-12		a.	b.	c.
		Radiografiada totalmente	Examinada por zonas	No Examinada
1		1.00	0.85	0.70
2	 En juntas circunferenciales únicamente	0.90	0.80	0.65
3		-	-	0.60
4		-	-	0.55
5		-	-	0.50
6		-	-	0.45

De tal forma

$$F = 150 / [(0.0625) (0.65) (12700)]$$

$$F = 0.3$$

Entrando a la Fig. 2.2.15 con  $F = 0.3$

y asumiendo un volumen de 1.3 pies<sup>3</sup> (Ref.14) y extrapolando

$$D = 0.8 \text{ pies aproximadamente}$$

$$D = 10 \text{ pulg.}$$

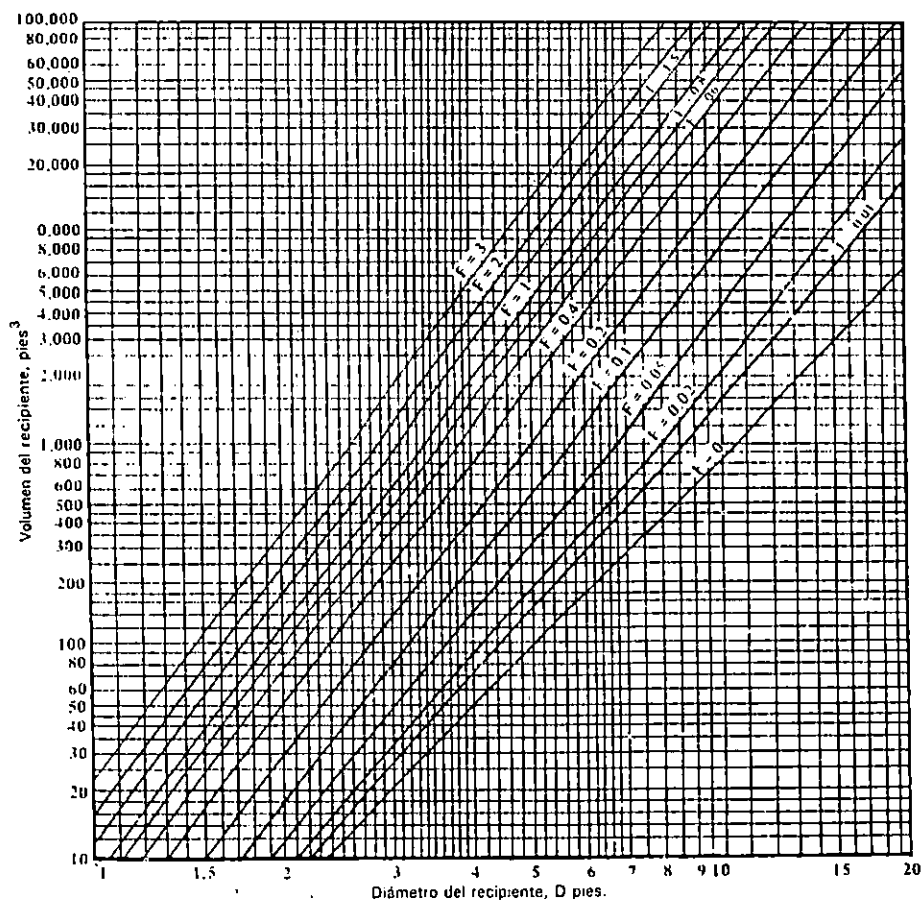


Fig. 2.2.15 Para determinar el tamaño óptimo del recipiente

### 2.2.8.3 ESPESOR DEL CASCO CILINDRICO

Para obtener el espesor del casco cilíndrico, se utiliza la ecuación 79 en función de las dimensiones exteriores (Fig. 2.2.16). (Ref. 14)

$$e = (P_D) (R) / [(S_y) (E) - (0.6)(P_o)] \quad (79)$$

donde:

- e : Espesor (Pulg)
- R : Radio Exterior (pulg)
- P<sub>D</sub> : Presión de Diseño (lbs/pulg<sup>2</sup>)
- S<sub>y</sub> : Resistencia del Material (lbs/pulg<sup>2</sup>)
- E : Eficiencia de la Junta

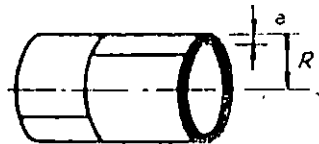


Fig. 2.2.16 Casco cilíndrico (costura longitudinal)

Sustituyendo valores

$$e = (150) (5) / [(12700) (0.65) - (0.6) (150)]$$

$$e = 0.092 \text{ Pulg.} \approx 3/32 \text{ Pulg.}$$

#### 2.2.8.4 ESPESOR CABEZA ELIPSOIDAL

Este espesor se encuentra con la ecuación 80 expresada en función de las dimensiones exteriores (Fig. 2.2.17) (Ref.14).

$$e = (P_D) (D) / [(2) (S_y) (E) - (0.2) (P_D)] \quad (80)$$

donde:

e : Espesor (pulg)

D : Diámetro Exterior (pulg)

S<sub>y</sub>: Resistencia del Material (lbs/pulg<sup>2</sup>)

E : Eficiencia de la Junta

P<sub>D</sub>: Presión de Diseño (lbs/pulg<sup>2</sup>)

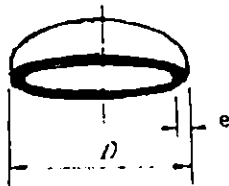


Fig. 2.2.17 Cabeza Elipsoidal

Sustituyendo valores

$$e = (150) (10) / (2) (12700) (0.65) - (0.2) (150)]$$

$$e = 0.091 \text{ Pulg} \approx 3/32 \text{ Pulg.}$$



### 2.2.8.5 . . . . . ESPESOR DE DISEÑO

El espesor de diseño se calcula mediante el espesor mínimo para la presión de diseño, más un margen por corrosión.

$$e_{dise} = e_{min} + C_o \quad (\text{Ref. 14}) \quad (81)$$

En donde:

$e_{dise}$  : Espesor de diseño (pulg)

$e_{min}$  : Mayor valor de "e" calculado para el casco cilíndrico y cabeza elipsoidal (pulg)

$C_o$  : Margen de corrosión para 10 a 12 años (pulg)

Sustituyendo valores

$$e_{dise} = 3/32 + 1/16$$

$$e_{dise} = 5/32 \text{ Pulg}$$

### 2.2.8.6 LONGITUD DEL ACUMULADOR CILINDRICO

Se calcula mediante ec.82

$$L = (4) (V) / \pi (D^2) \quad (\text{Ref. 14}) \quad (82)$$

Donde:

L : Longitud del cilindro (pulg)

V : Volumen del acumulador (pulg<sup>3</sup> )

D : Diámetro del acumulador (pulg)

$$L = (4) (2246.4) / \pi (100)$$

$$L = 28.602 \text{ Pulg.}$$

### 2.3.0 SELECCION DE LOS ELEMENTOS DEL COMPRESOR

La selección de los diferentes elementos se hace en base al aprovechamiento de recursos disponibles y a requerimientos de seguridad y funcionabilidad.

Los criterios de selección también toma en cuenta los parámetros, cálculos y análisis realizados en el apartado 2.2.0.

#### 2.3.1 SELECCION DEL EJE DE PEDALES

En la sección 2.2.1 se determinó que el diámetro mínimo de un eje, cuando está sometido a torsión, es de 0.556 Pulg. Por lo tanto, se deberá utilizar un diámetro de eje mayor o igual que calculado para que éste no falle.

Cumpliendo con los objetivos como son el aprovechamiento de recursos disponibles, se selecciona el eje de pedales de una bicicleta semicarrera cuya dimensión es de 5/8 Pulg.

#### 2.3.2 SELECCION DEL PASADOR

En la sección 2.2.2 se determinó en base a la asunción  $d/D = 0.35$  que el diámetro del pasador ( $d$ ) es de 1/4 Pulg. Confirmándose la misma con el grado de seguridad mayor que uno, cumpliéndose con esto, los requerimientos de diseño.

Todo pasador igual o mayor a la dimensión calculada, cumple con el requerimiento; y en vista de que la bicicleta semicarrera posee un pasador de 9/32 Pulg. será el seleccionado.

### 2.3.3 SELECCION DE EJE DEL VOLANTE

En la sección 2.2.4 mediante el metodo de superposición se determinó que el diámetro minimo que deberá tener el eje del volante es de 0.378 Pulg. Como este diámetro de eje no se encuentra en plaza, se selecciona el eje trasero de bicicleta semicarrera que es aproximadamente 13/32 Pulg. El cual es estandarizado e inmediato superior al calculado.

### 2.3.4 SELECCION DEL COMPRESOR

En la sección 2.2.6 al analizar el resultado del volumen desplazado, se concluyó que se necesita un compresor, que suministre un volumen desplazado mayor o igual a 0.004 Pies<sup>3</sup> en una revolución.

Se selecciona un compresor de aire acondicionado de automovil, que es un dispositivo aprovechable y a la disposición; cuyas características son:

Cilindros	2
Diámetro del Cilindro	164 x 10 <sup>-3</sup> Pies
Longitud de Carrera	81.672 x 10 <sup>-3</sup> Pies
Volumen desplazado/rev.	
$VD = 2 \pi (\text{diámetro})^2 L/4$	0.004 Pies <sup>3</sup>

### 2.3.5 SELECCION DEL DIAMETRO DE LA TUBERIA

En la sección 2.2.7 mediante parámetros de diseño y monogramas, se terminó el diámetro minimo de la tubería a utilizar cuya dimensión es 0.167 Pulg. Este diámetro calculado es para manejar un volumen desplazado de 0.004

pies<sup>3</sup> /rev. La tubería seleccionada tendrá que ser doblada dando lugar a estrangulamientos, y para ello se seleccionará una tubería de 1/2 pulg. de diámetro para garantizar que el diámetro interno sea mayor o igual que el calculado.

### 2.3.6 SELECCION DE LA CADENA

Esta sección consiste en seleccionar una cadena que se adapta a la operación de trabajo. La selección de las catarinas utilizadas se ha efectuado en base a que, en una transmisión de potencia cadena catarina, las catarinas rara vez fallan en su funcionamiento, por tanto, se parte de que se cuenta con las catarinas. En la tabla 2.2.2 se lista las catarinas ha utilizar, con sus respectivos números de dientes, así como también su radio de paso.

La transmisión de potencia, de este sistema, parte de las catarinas impulsoras a 50 RPM identificadas como las catarinas 1 y 2, instaladas en el eje de pedales, y transmitidas a cualquiera de las catarinas impulsadas, identificadas como las catarinas 3, 4, 5, 6 y 7, instaladas en el eje del volante.

La potencia transmitida es de 0.2 Hp. pero, para fines de cálculo, es necesario encontrar una potencia de diseño  $(HP)_{diseño}$  que se obtiene multiplicando la potencia transmitida (HP) por un factor de servicio (Ks), ver ecuación 83.

El factor de servicio del sistema se encuentra, a partir de la tabla 2.3.1 (Ref. 12). Con la fuente de potencia motriz (pedaleo), que produce momentos torcionales no uniformes, y con la característica del impulso que es con choques ligeros; el factor de servicio está en el rango de 1.2 a 1.4, se

selecciona el mayor valor, para trabajar con un margen de seguridad (condiciones imprevistas).

$$K_s = 1.4$$

Tabla 2.3.1 Factores de servicio sugeridos  $K_s$  para transmisiones por cadenas y bandas

CARACTERÍSTICA DEL IMPULSO	FUENTE DE POTENCIA MOTRIZ	
	CARACTERÍSTICA DE MOMENTO TORSIONAL NORMAL	MOMENTO TORSIONAL ALTO O NO UNIFORME
Uniforme	1.0 a 1.2	1.1 a 1.3
Choque ligero	1.1 a 1.3	1.2 a 1.4
Choque mediano	1.2 a 1.4	1.4 a 1.6
Choque fuerte	1.3 a 1.5	1.5 a 1.8

$$(HP)_{dis} = K_s (HP) \quad (83)$$

Sustituyendo

$$(HP)_{dis} = 1.4 (0.2 \text{ Hp})$$

$$(HP)_{dis} = 0.28 \text{ Hp}$$

Para el cálculo se considera la velocidad de las catarinas impulsoras, ya que en ellas, es donde se tiene la mayor potencia de transmisión. En las catarinas impulsadas se tiene una potencia menor, debido a las pérdidas que existen durante la transmisión.

Examinando la tabla 2.3.2 con las velocidades de las catarinas impulsoras 1 y 2 (50 RPM) y con una cantidad de 39 y 50 dientes respectivamente. Se selecciona en primera instancia la cadena 41 según la ANSI, la cantidad de potencia (en Hp) para una rueda catarina de 17 dientes (Hr)

$$H_r = 0.2$$

Para la obtención de la potencia corregida se utiliza la ecuación 84 (Ref. 12)

$$H'_{r} = (K_1) (K_2) H_r \quad (84)$$

Tabla 2.3.2 Capacidad de potencia (en Hp) de una cadena de rodillos de paso sencillo y un solo torón para una catarina de 17 dientes

VELOCIDAD DE LA RUEDA, rpm (rev/min)	NÚMERO ANSI DE CADENA					
	25	35	40	41	50	60
50	0.05	0.16	0.37	0.20	0.72	1.24
100	0.09	0.29	0.69	0.38	1.34	2.31
150	0.13*	0.41*	0.99*	0.55*	1.92*	3.32
200	0.16*	0.54*	1.29	0.71	2.50	4.30
300	0.23	0.78	1.85	1.02	3.61	6.20
400	0.30*	1.01*	2.40	1.32	4.67	8.03
500	0.37	1.24	2.93	1.61	5.71	9.81
600	0.44*	1.46*	3.45*	1.90*	6.72*	11.6
700	0.50	1.68	3.97	2.18	7.73	13.3
800	0.56*	1.89*	4.48*	2.46*	8.71*	15.0
900	0.62	2.10	4.98	2.74	9.69	16.7
1000	0.68*	2.31*	5.48	3.01	10.7	18.3
1200	0.81	2.73	6.45	3.29	12.6	21.6
1400	0.93*	3.13*	7.41	2.61	14.4	18.1
1600	1.05*	3.53*	8.36	2.14	12.8	14.8
1800	1.16	3.93	8.96	1.79	10.7	12.4
2000	1.27*	4.32*	7.72*	1.52*	9.23*	10.6
2500	1.56	5.28	5.51*	1.10*	6.58*	7.57
3000	1.84	5.64	4.17	0.83	4.98	5.76

Tipo A
Tipo B
Tipo C

El factor de corrección por diente  $K_1$ , para las catarinas de 39 y 50 dientes, se obtiene de la tabla 2.3.3

$$K_1 (39) = 2.11$$

$$K_1 (50) = 2.51$$

Tabla 2.3.3 Factores de corrección por dientes

NÚMERO DE DIENTES EN RUEDA IMPULSORA	FACTOR DE CORRECCIÓN POR DIENTES $K_1$	NÚMERO DE DIENTES EN RUEDA IMPULSORA	FACTOR DE CORRECCIÓN POR DIENTES $K_1$
11	0.53	22	1.29
12	0.62	23	1.35
13	0.70	24	1.41
14	0.78	25	1.46
15	0.85	30	1.73
16	0.92	35	1.95
17	1.00	40	2.15
18	1.05	45	2.37
19	1.11	50	2.51
20	1.18	55	2.66
21	1.26	60	2.80

El factor de torones múltiples  $K_2$ , para el sistema de transmisión elegido es de 1 torón, con este valor se entra a la tabla 2.3.4 para leer  $K_2$ .

Tabla 2.3.4 Factores por torones múltiples

NÚMERO DE TORONES	$K_2$
1	1.0
2	1.7
3	2.5
4	3.3

$$K_2 = 1.0$$

Por tanto la potencia corregida para las diferentes catarinas es.

$$H'r (30) = 2.11 \quad (1) \quad (0.2) = 0.422 \text{ Hp}$$

$$H'r (50) = 2.51 \quad (1) \quad (0.2) = 0.502 \text{ Hp}$$

Comparando la potencia corregida por cadena con la potencia de diseño se determina, que la disponibilidad de la

cadena para transmitir potencia, es mayor que la potencia que se transmite en servicio.

Las dimensiones de la cadena de rodillos (tabla 2.3.5) seleccionada son:

Número de cadena	ANSI	- 41
Paso	0.5	pulg.
Ancho	0.25	pulg.
Resistencia mínima a la tensión	1,500	lbs.
Peso medio	0.25	lbs/pie
Diámetro de rodillo	0.306	pulg.

La figura 2.3.1 indica toda la nomenclatura a utilizar

TABLA 2.2.10 Dimensiones de cadenas de rodillos estándares

NÚMERO DE CADENA ANSI	ESPACIAMIENTO DE TORONES		RESISTENCIA MÍNIMA A LA TENSIÓN lb (N)	PESO MEDIO lb/ft (N/m)	DIÁMETRO DE RODILLO in (mm)	DE TORONES in (mm)
	PASO, in (mm)	ANCHO in (mm)				
25	0.250 (6.35)	0.125 (3.18)	780 (3 470)	0.09 (1.31)	0.130 (3.30)	0.252 (6.40)
35	0.375 (9.52)	0.188 (4.76)	1 760 (7 830)	0.21 (3.06)	0.200 (5.08)	0.399 (10.13)
41	0.500 (12.70)	0.25 (6.35)	1 500 (6 670)	0.25 (3.65)	0.306 (7.77)	— —
40	0.500 (12.70)	0.312 (7.94)	3 130 (13 920)	0.42 (6.13)	0.312 (7.92)	0.566 (14.38)
50	0.625 (15.88)	0.375 (9.52)	4 880 (21 700)	0.69 (10.1)	0.400 (10.16)	0.713 (18.11)
60	0.750 (19.05)	0.500 (12.7)	7 030 (31 300)	1.00 (14.6)	0.469 (11.91)	0.897 (22.78)
80	1.000 (25.40)	0.625 (15.88)	12 500 (55 600)	1.71 (25.0)	0.625 (15.87)	1.153 (29.29)
100	1.250 (31.75)	0.750 (19.05)	19 500 (86 700)	2.58 (37.7)	0.750 (19.05)	1.409 (35.76)
120	1.500 (38.10)	1.000 (25.40)	28 000 (124 500)	3.87 (56.5)	0.875 (22.22)	1.789 (45.44)
140	1.750 (44.45)	1.000 (25.40)	38 000 (169 000)	4.95 (72.2)	1.000 (25.40)	1.924 (48.87)
160	2.000 (50.80)	1.250 (31.75)	50 000 (222 000)	6.61 (96.5)	1.125 (28.57)	2.305 (58.55)
180	2.250 (57.15)	1.406 (35.71)	63 000 (280 000)	9.06 (132.2)	1.406 (35.71)	2.592 (65.84)



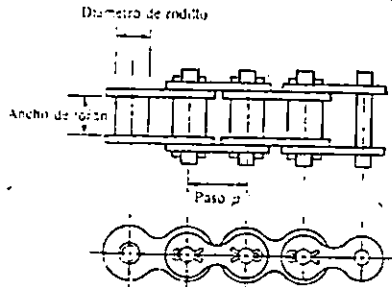


Fig. 2.3.1 Porción de una cadena de rodillos con un toron

Cuando se dispone de una cadena se puede calcular la distancia entre centros de las catarinas utilizadas. Pero el sistema utilizado en bicicletas, además de servir para cambio de velocidades, sirve como tensor.

### 2.3.7 SELECCION DE BANDA EN V (TRAPECIALES)

La banda en V se utiliza para transmitir la potencia al eje del compresor a través de poleas, donde la impulsora tiene diámetro de paso de 12 pulg., la cual está fijada al volante y la impulsada 6 Pulg., fijada al compresor. Con esta relación de diámetros de paso, se busca aumentar la velocidad angular. La potencia a transmitir es de 0.2 Hp y la velocidad de la rueda impulsada va a cambiar con respecto a la presión que tenga el acumulador desde una velocidad de 179.09 a 69.84 RPM. Cuando se tiene la menor velocidad en la polea, impulsara mayor fuerza en la banda y cuando se tiene mayor velocidad se ejercerá menor fuerza.

Para encontrar la potencia de diseño de la banda en V se utiliza la ecuación 83 de la sección 2.3.6

$$(HP)_{dise} = K_s (HP)$$

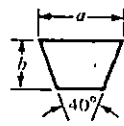
Donde  $K_s$  es el factor de servicio para la banda en V. Este factor se obtiene de la tabla 2.3.1 (Ref. 12), y de la fuente de potencia motriz que produce momentos torcionales no uniformes transmitidos al volante, y este los produce como momentos torcionales normales. La característica del impulso es con choques medianos debido al funcionamiento del compresor. Para estas condiciones de operación se tiene un rango de factores de servicio sugeridos de 1.2 a 1.4 de la Tabla 2.3.1, se escoge un  $K_s = 1.4$  para mayor seguridad; sustituyendo en la ec.83.

$$(HP)_{d1e} = 1.4 (0.2 \text{ Hp})$$

$$(HP)_{d1e} = 0.28 \text{ Hp}$$

Debido a la dimensión de 1/2 pulg. de ancho de polea y utilizando la tabla 2.3.6, se selecciona una banda de sección A.

Tabla 2.3.6 Secciones de bandas trapeziales (o en V) estándares



SECCIÓN	ANCHO $a$ , in	ESPESOR $b$ , in	MINIMO DIÁMETRO DE POLEA, in	POTENCIAS PARA UNA O MÁS BANDAS, hp
A	$\frac{1}{2}$	$\frac{11}{16}$	3.0	1-10
B	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	5.4	1-25
C	$\frac{7}{8}$	$\frac{11}{8}$	9.0	15-100
D	1.1	1	13.0	50-250
E	1.5	1	21.6	100 o mayor

La distancia entre centros es de 22 pulg., ésta se ha seleccionado en base a la ubicación del compresor.

Utilizando la ecuación 85 (Ref.12) se encuentra la longitud de paso o efectiva  $L_p$ .

$$L_p = 2C + 1.57 (D + d) + (D-d)^2/4C \quad (85)$$

donde:  $L_p$  : Longitud de paso (pulg)  
 $C$  : Distancia entre centro (pulg)  
 $D$  : Diámetro de polea impulsora (pulg)  
 $d$  : Diámetro de polea impulsada (pulg)

$$L_p = 2 (22.25) + 1.57 (12 + 5) + (12 - 5)^2/4(22.25)$$

$$L_p = 71.741 \text{ pulg.}$$

Como la longitud circunferencial, más la cantidad en listada en la tabla 2.3.7 es igual a la longitud de paso, por ello.

$$CI = L_p - 1.3$$

$$CI = 71.741 - 1.3$$

$$CI = 70.441 \text{ pulg}$$

donde:

$CI$  : Circunferencia interna de banda

$L_p$  : Longitud de paso

Tabla 2.3.7 Conversiones de longitud de banda

Sección de banda	A	B	C	D	E
Cantidad a sumar	1.3	1.8	2.9	3.3	4.5

Como la circunferencia interna calculada no se encuentra en

listado en la tabla 2.3.8

Tabla 2.3.8 Circunferencias internas de bandas en V estandares

SECCION	CIRCUNFERENCIA, in
A	26, 31, 33, 35, 38, 42, 46, 48, 51, 53, 55, 57, 60, 62, 64, 66, 68, 71, 75, 78, 81, 85, 90, 96, 105, 112, 120, 128
B	35, 38, 42, 46, 48, 51, 53, 55, 57, 60, 62, 64, 65, 66, 68, 71, 75, 78, 79, 81, 83, 85, 90, 93, 97, 100, 103, 105, 112, 120, 128, 131, 136, 144, 158, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300
C	51, 60, 68, 75, 81, 85, 90, 96, 105, 112, 120, 128, 136, 144, 158, 162, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420
D	120, 128, 144, 158, 162, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420, 480, 540, 600, 660
E	180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420, 480, 540, 600, 660

Se selecciona para bandas con sección A 71 pulg. de circunferencia interna por ser la banda más próxima a 70.441 pulg.

La velocidad de desplazamiento de la banda se calcula mediante ec. 86.

$$U = \pi DN/12 \quad (86)$$

donde:

U : Velocidad de desplazamiento de la banda en pie/min

D : Diámetro de la polea impulsora en pulg.

N : Velocidad de la polea del volante en RPM.

Para N = 69.853 RPM

$$U = \pi (12) (69.853) / 12 = 219.45 \text{ pie/min.}$$

Para N = 179.088 RPM

$$U = \pi (12) (179.088) / 12 = 562.622 \text{ pie/min.}$$

Interpolando en la Tabla 2.3.9, se obtiene la potencia nominal por banda ( $Hp'$ ), para un diámetro de paso de 12 pulg. (polea impulsora).

$$Hp'_{219.45} = 0.499 \text{ Hp}$$

$$Hp'_{562.622} = 0.794 \text{ Hp}$$

Este valor obtenido, de la potencia nominal debe corregirse por el ángulo de contacto y la longitud de banda.

El ángulo de contacto se obtiene de la polea de menor diámetro, utilizando la ec. 87 (Ref. 12).

$$\theta_a = \pi - \text{seno}^{-1} D-d/2C \quad (87)$$

donde:

$\theta_a$  : Angulo de contacto (grados)

Tabla 2.3.9 Potencias nominales en HP de bandas trapeziales (o en V) estándares

SECCIÓN DE BANDA	DIÁMETRO DE PASO DE POLEA, in	VELOCIDAD DE LA BANDA, ft/min					
		1000	2000	3000	4000	5000	
A	2.6	0.47	0.62	0.53	0.15		
	3.0	0.66	1.01	1.12	0.93	0.38	
	3.4	0.81	1.31	1.57	1.53	1.12	
	3.8	0.93	1.55	1.92	2.00	1.71	
	4.2	1.03	1.74	2.20	2.38	2.19	
	4.6	1.11	1.89	2.44	2.69	2.58	
	5.0 o más	1.17	2.03	2.64	2.96	2.89	
	B	4.2	1.07	1.58	1.68	1.26	0.22
		4.6	1.27	1.99	2.29	2.08	1.24
		5.0	1.44	2.33	2.80	2.76	2.10
5.4		1.59	2.62	3.24	3.34	2.82	
5.8		1.72	2.87	3.61	3.85	3.45	
6.2		1.82	3.09	3.94	4.28	4.00	
6.6		1.92	3.29	4.23	4.67	4.48	
7.0 o más		2.01	3.46	4.49	5.01	4.90	
C		6.0	1.84	2.66	2.72	1.87	
		7.0	2.48	3.94	4.64	4.44	3.12
	8.0	2.96	4.90	6.09	6.36	5.52	
	9.0	3.34	5.65	7.21	7.86	7.39	
	10.0	3.64	6.25	8.11	9.06	8.89	
	11.0	3.88	6.74	8.84	10.0	10.1	
	12.0 o más	4.09	7.15	9.46	10.9	11.1	
	D	10.0	4.14	6.13	6.55	5.09	1.35
		11.0	5.00	7.83	9.11	8.50	5.62
		12.0	5.71	9.26	11.2	11.4	9.18
13.0		6.31	10.5	13.0	13.8	12.2	
14.0		6.82	11.5	14.6	15.8	14.8	
15.0		7.27	12.4	15.9	17.6	17.0	
16.0		7.66	13.2	17.1	19.2	19.0	
17.0 o más		8.01	13.9	18.1	20.6	20.7	
E		16.0	8.68	14.0	17.5	18.1	15.3
		18.0	9.92	16.7	21.2	23.0	21.5
	20.0	10.9	18.7	24.2	26.9	26.4	
	22.0	11.7	20.3	26.6	30.2	30.5	
	24.0	12.4	21.6	28.6	32.9	33.8	
	26.0	13.0	22.8	30.3	35.1	36.7	
	28.0 o más	13.4	23.7	31.8	37.1	39.1	

$$\theta_d = \pi - \text{seno}^{-1} [(12 - 6) / 2 (22)]$$

$$\theta_d \approx 164^\circ$$

Entrando a la Fig. 2.3.2, con  $\theta_d$ , se lee el factor de corrección  $K_1$  para el ángulo de contacto.

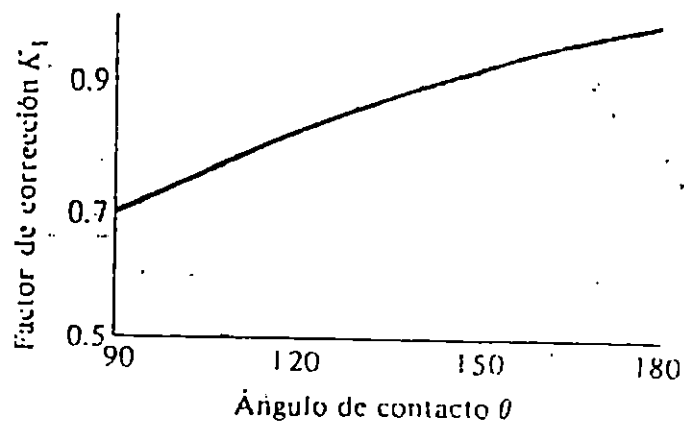


Fig. 2.3.2 Factor de corrección  $K_1$  para el ángulo de contacto.

$$K_1 = 0.95$$

El factor de corrección por longitud de banda se lee de la tabla 2.3.10, y se entra con la longitud de banda.

Tabla 2.3.10 Factor de corrección de longitud de banda  $K_2$

FACTOR DE LONGITUD	LONGITUD DE BANDA NOMINAL, in				
	BANDAS A	BANDAS B	BANDAS C	BANDAS D	BANDAS E
0.85	Hasta 35	Hasta 46	Hasta 75	Hasta 128	
0.90	38-46	48-60	81-96	144-162	Hasta 195
0.95	48-55	62-75	105-120	173-210	210-240
1.00	60-75	78-97	128-158	240	270-300
1.05	78-90	105-120	162-195	270-330	330-390
1.10	96-112	128-144	210-240	360-420	420-480
1.15	120 o más	158-180	270-300	480	540-600
1.20		195 o más	330 o más	540 o más	660

\*Multiplique por este factor el valor de potencia nominal en hp por banda para obtener la potencia corregida.

La potencia corregida por banda para las diferentes velocidades es:

$$HP_{219.45} = 0.499 (0.950) (1.0) = 0.56 \text{ Hp}$$

$$HP_{562.622} = 0.794 (0.950) (1.0) = 0.904 \text{ Hp}$$

Comparando la potencia corregida por banda para cualquier velocidad desde la inferior hasta la superior, siempre la potencia de diseño es de menor valor. Por lo anterior en el sistema de transmisión de potencia, poleas-bandas en V a 71, se puede Transmitir mayor potencia que la de diseño.

### 2.3.8 SELECCION DEL ACUMULADOR

En la sección 2.2.8 se determinaron los parametros de diseño fundamentales para determinar las dimensiones del acumulador.

El espesor del casco y cabeza, así como del material utilizado para la construcción, son las dimensiones de mayor relevancia debido a que la longitud y el diámetro no son estrictamente limitantes en el diseño del mismo, puesto que un gas ocupa el volumen total del recipiente que lo contiene. por lo tanto, se selecciona un acumulador que puede ser encontrado con facilidad en el medio, cuyas características son:

Presión Máxima	150 Lbs/pul <sup>2</sup>
Diametro	10 pulg.
Longitud de casco	29 pulg.
Espesor de casco	5/32 pulg.

## C A P I T U L O 3

### 3.0 FACTIBILIDAD TECNICA Y ECONOMICA

#### 3.1.0 FACTIBILIDAD ECONOMICA

El uso del compresor es fundamental en diversas actividades del que hacer humano; desde la utilización en talleres y llanteras hasta usos más sofisticados y precisos como en módulos odontológicos.

En éste país, como en la mayor parte de Latinoamérica la problemática energética es de gran magnitud, siendo éste aspecto un problema muy grande para la utilización de compresores, ya que la mayoría son accionados por energía eléctrica.

Lo anteriormente mencionado con lleva a plantear soluciones técnicas de carácter específico en los procesos de producción.

Es así como surge la necesidad de la construcción de un prototipo de compresor que prescindiera de energía eléctrica; mediante la adecuación tecnológica se construye un compresor que es accionado por pedales, en donde la materia prima de construcción es de fácil obtención en el mercado.

A través de procesos de fabricación y acondicionamientos apropiados no sofisticados, se utilizan recursos disponibles en donde se adecúan partes, tal es el caso de una bicicleta en donde se ha tratado de no realizarle muchas modificaciones al diseño de ésta. También se utiliza un compresor de aire acondicionado de automóvil de fácil obtención en nuestro medio.



La construcción del equipo se ha tratado de hacer lo más sencillo posible, garantizando con esto que diferentes sectores del país tengan la facilidad de construirlo para su propio uso. Para facilitar la construcción del compresor se proporcionará una guía de construcción en donde se detallará el procedimiento de construcción, así como también el ensamble del mismo.

La principal justificación de la construcción del sistema es el bajo costo de éste, comparado con otros equipos existentes en el mercado. Como podemos notar, el costo de un compresor de 1/4 Hp es aproximadamente  $\phi$  3,600, y éste utiliza corriente eléctrica para su funcionamiento. Pero si no existe suministro de electricidad el costo se eleva ya que una planta eléctrica es imprescindible, cuyo valor es aproximadamente  $\phi$  8,000 con una capacidad de 3 Hp. Entonces el precio del sistema generador-compresor se eleva hasta  $\phi$ 11,600 aproximadamente.

El compresor accionado por pedales que se construye, tiene un costo aproximado de  $\phi$  2,191.10 (ver tabla 3.1.1), como se puede notar es aproximadamente 39.14 % menor que el del compresor y aproximadamente 81.11 % menor que el valor sistema generador-compresor.

El sistema generador de energía para el compresor diseñado, se basa esencialmente en la utilización de los mecanismos de una bicicleta. En donde se trata de no hacerle muchas modificaciones a su diseño original, para no incurrir en mayores gastos. Es posible diseñar un modelo más sencillo, pero al cotizar los diferentes accesorios necesarios para el

sistema, resulta que el costo es casi igual al precio de una bicicleta nueva. Por tanto se optó por una bicicleta usada. con lo cual el costo se reduce aproximadamente a la mitad.

El acceso a la obtención de las diferentes partes del compresor, la facilidad de construcción, así como también el bajo costo, ha motivado a diferentes instituciones para el uso de éste, ya que es una necesidad primordial en zonas rurales para módulos odontológicos especialmente.

TABLA 3.1.1 PRESUPUESTO PARA EL COMPRESOR PRECIOS- MARZO/93

ITEM	CANT.	DESCRIPCION	PRECIO/U	PRECIO/T
1	1	BICICLETA USADA SEMICARRERA	250.00	250.00
2	1	COMPRESOR DE AIRE ACONDICIONADO PARA VEHICULO	100.00	100.00
3	1	ACUMULADOR DE AIRE	125.00	125.00
4	1	FAJA TIPO U A-71	62.48	62.48
5	5	PIES DE TUBO DE COBRE DE 1/2"	6.98	34.88
6	1	TUERCA DE 1/2"	3.60	3.60
7	1	VALVULA CHECK	110.00	110.00
8	1	FILTRO Y REGULADOR DE PRESION 1/4"	412.50	412.50
9	1	VALVULA DE SEGURIDAD DE 1/4" x 150 LBS.	97.00	97.00
10	1	VALVULA STOP	16.50	16.50
11	1	MANOMETRO DE 160 PSIG.	60.00	60.00
12	1	PLATINA DE 1 1/4" x 1/4"	25.00	25.00
13	2	ANGULOS DE 1/8" x 1"	36.00	72.00
14	2	LIBRAS DE ELECTRODOS MD 46; E-6013	11.15	22.30
15	3	SIERRAS	8.00	24.00
16	3	PLIEGOS DE LIJA	4.70	14.10
17	1/4	PINTURA ANTICORROSIVA	50.00	50.00

Tabla 3.1.1 Presupuesto para el comprar (continuacion) precios al mes de marzo/93

ITEM	CANT.	DESCRIPCION	PRECIO/U	PRECIO/T
18	1/2	PLEGO DE LAMINA # 26	250.00	250.00
19	100	LIBRAS DE CONCRETO	0.08	8.00
20	3	MIPLE GALVANIZADO DE 1/2" x 2 1/2"	1.50	4.50
21	2	CAMISA GALVANIZADA DE 1/2"	3.60	7.20
22	1	REDUCTOR GALVANIZADO DE 1/2" A 1/4"	4.00	4.00
23	3	MIPLE NPT 1/4"	3.50	10.50
24	1	CAMISAS GALVANIZADAS DE 1/4"	3.50	3.50
25	2	CINTAS TEFLON	3.00	6.00
26	1/16	GALNES MESTILA GRIS	160.00	10.00
27	1	OBRA DE CONSTRUCCION DE MOLDE PARA VOLANTE		35.00
28	1	OBRA DE CONSTRUCCION Y PINTURA DE PROTOTIPO		500.00
29	1	POLEA DE ALUMINIO TIPO "A" DE 1/2" DE DIAM.		100.00

TOTAL 2191.10

### 3.2.0 FACTIBILIDAD TECNICA

#### 3.2.1 PRUEBAS

En ésta parte se verificarán estudios realizados a cerca de la generación de potencia humana y para ello, es necesario sistematizar dichas pruebas.

En general se realizan dos tipos de pruebas:

- a) Prueba de máxima capacidad.
- b) Prueba de comportamiento.

##### 3.2.1.1 PRUEBAS DE MAXIMA CAPACIDAD

En éste tipo de prueba, se pretende conocer las condiciones críticas de funcionamiento para revisar los controles, determinar la máxima velocidad de pedaleo de un individuo común y observar el equipo en esas condiciones.

- a) La válvula de seguridad garantiza que el recipiente a presión se descargara a 150 Psig. Sin embargo, en la prueba realizada la descarga se presentó a 148 Psig., observándose luego que la presión bajó a 90 Psig. en 5 seg.
- b) La máxima velocidad de pedaleo, se encuentra alrededor de 116 a 120 RPM pudiéndose incrementar este resultado, en función directa con la condición física del pedalista.

Las observaciones y apreciaciones realizadas de las dos pruebas anteriores son:

a) El esfuerzo ( humano ) y tiempo para levantar la presión de 0 a 120 Psig, es mucho menor que para levantar la presión de 120 a 148 Psig. Presentándose en este último intervalo, mayor contra presión para los cilindros y pistones que se manifiestan en un esfuerzo agotador.

b) Las vibraciones de la tubería, empiezan a ser considerables a 70 RPM en adelante, aumentando las mismas, a medida aumenta la velocidad de pedaleo.

#### 3.2.1.2 PRUEBAS DE COMPORTAMIENTO

Las pruebas de comportamiento, se realizan de tres maneras fundamentales: 1) Con la descarga cerrada, 2) Con la descarga abierta al ambiente y 3) Con la descarga abierta hacia el equipo que accionará el compresor.

## PRUEBAS CON LA DESCARGA CERRADA

Estas pruebas consisten en pedalear para determinar el ritmo de pedaleo recomendable cuando la descarga no demanda flujo de aire.

## a) Con un turno.

PRUEBAS	ELEVANDO LA PRESION EN EL ACUMULADOR DESDE-HASTA (PSIG.)	TIEMPO DE PEDALEO (min)	RITMO DE PEDALEO (RPM)	RAZON DE GANANCIA DE PRESION EN EL ACUMULADOR (Psig./min)
1-	0 - 100	20	48 - 52	5
2-	0 - 112	10	65 - 80	11.2
3-	60 - 100	9.5	50 - 60	5.1

## b) Con dos turnos

PRUEBAS	TURNOS	ELEVANDO LA PRESION EN EL ACUMULADOR DESDE - HASTA (Psig)	TIEMPO DE PEDALEO (min)	RITMO DE PEDALEO (RPM)	RAZON DE GANANCIA DE PRESION EN EL ACUMULADOR (Psig/min)
1	PRIMERO	0 - 65	5	88 - 96	13
	SEGUNDO	65 - 110	5	80 - 96	9
2	PRIMERO	60 - 90	5	80 - 100	6
	SEGUNDO	90 - 110	5	84 - 96	4

PRUEBAS CON LA DESCARGA ABIERTA AL AMBIENTE

Estas pruebas consisten en abrir la descarga para verificar la velocidad de perdida o ganancia de presión a diferentes niveles de presión en el acumulador de aire.

Estas pruebas se realizan a dos condiciones distintas, las cuales son: Pedaleando y sin pedalear

a) Sin pedalear.

PRUEBAS	PRESION DE DESCARGA (Psig)	PRESION DESDE - HASTA (Psig)	TIEMPO DE PRUEBA (min)	RAZON DE PERDIDA EN EL ACUMULADOR (Psig/min)
1-	40	112 - 60	3	17.3
2-	25	60 - 40	2	10
3-	15	60 - 44	2	8

b) Pedaleando

PRESION DE DESCARGA (Psig)	RITMO DE PEDALEO (RPM)	PERDIDA DE PRESION EN EL ACUMULADOR (Psig/min)	GANANCIA DE PRESION EN EL ACUMULADOR (Psig/min)
40	70	12	
40	80	8	
40	96	8	
25	100		8
15	92		12



PRUEBAS CON LA DESCARGA ABIERTA HACIA EL EQUIPO  
ACCIONADO.

Estas pruebas, al igual que las pruebas anteriores; se realizan sin pedalear y pedaleando en dos tipos de equipos como son: La pistola para pintar y la unidad odontológica.

Y consisten en verificar la razon de perdida o ganancia a niveles de presión específicos, cuando la descarga del compresor se conecta a cualquiera de los equipos mencionados.

ACCIONANDO EL MODULO DE ODONTOLOGIA

Estas pruebas consisten en verificar la razon de perdida o ganancia a niveles de presión específico cuando a la descarga del equipo se conecta un modulo odontológico.

a) Sin pedalear

PRUEBAS	PRESION DE DESCARGA (PSIG)	PRESION EN EL ACUMULADOR DESDE - HASTA (PSIG)	TIEMPO DE PRUEBA (MIN)	RAZON DE PERDIDA EN EL ACUMULADOR (PSIG)
1-	20	108 - 96	1	12
2-	30	84 - 68	1	16
3-	40	76 - 52	1	24

b) Pedaleando (presión en el acumulador es dos veces la presión de descarga)

PRUEBAS	PRESION DE DESCARGA (Psig)	RITMO DE PEDALEO (RPM)	PERDIDA DE PRESION EN EL ACUMULADOR (Psig/min)	GANANCIA DE PRESION EN EL ACUMULADOR (Psig/min)
1-	20	52	4	
2-	20	60	2	
3-	20	80		6
4-	30	52	12	
5-	30	76	6	
6-	30	92		8
7-	40	52	18	
8-	40	100	4	

### ACCIONANDO LA PISTOLA DE PINTAR

Esta prueba consiste en determinar la razón de pérdida o ganancia a un nivel de presión específico cuando en la descarga se conecta una pistola de pintar.

a) Sin pedalear

PRUEBAS	PRESION DE DESCARGA (Psig)	PRESION EN EL ACUMULADOR DESDE - HASTA (Psig)	TIEMPO DE LA PRUEBA (min)	RAZON DE PERDIDA (Psig/min)
1-	15	80 - 70	1	10

b) pedaleando

PRUEBAS	PRESION DE LA DESCARGA (Psig)	RITMO DE PEDALEO (RPM)	PERDIDA DE PRESION EN EL ACUMULADOR (Psig/min)	GANANCIA DE PRESION EN EL ACUMULADOR (Psig/min)
1-	15	100	---	14
2-	15	80	---	10
3-	15	52	---	4

### 3.2.2 ANALISIS DE LOS RESULTADOS

- a) En las pruebas de capacidad máxima referente a la válvula de seguridad, se consideran dos aspectos importantes:
- 1) Elevar la presión preferentemente hasta 120 Psig.
  - 2) Nunca sobrepasar los 120 Psig. de lo contrario al llegar al límite, se perderá casi 60 Psig cuando acciona la válvula de seguridad.
- b) Para la máxima velocidad de pedaleo, las vibraciones pueden provocar pérdida de sellamiento en las juntas de la tubería de cobre, por tal razón se recomienda sujetarla a la estructura por medio de abrazaderas.
- c) En las pruebas de comportamiento con la descarga cerrada, dos turnos es más adecuado, ya que los pedalistas se agotan menos y se carga el acumulador más rápido.
- d) Comparando las pruebas de descarga al ambiente con la de descarga al equipo, se puede notar que la pérdida de presión por minuto es ligeramente mayor cuando se descarga el equipo. Un pedaleo de dos o más turnos es el más adecuado a un ritmo de 50 a 60 RPM continuo; ya que el funcionamiento es intermitente, se recuperará mayor presión en los intervalos de no funcionamiento y

se evitara pedalear más forzado cuando el equipo accionado funcione y la presión decaiga rápidamente. Garantizando que los dos o tres turnistas, puedan pedalear por más tiempo y recuperarse más fácilmente.

- e) Aunque la presión de descarga o de funcionamiento del Módulo Odontológico es de 40 Psig, su funcionamiento es satisfactorio a 30 Psig y en vista de que las pérdidas de presión son menores a ésta última, es preferible accionar el módulo a 30 Psig.

## C A P I T U L O 4

### 4.0 MANUAL DEL CONSTRUCTOR

#### 4.1.0 MANUAL DE CONSTRUCCION

El presente manual contiene la información necesaria para reproducir un ejemplar similar al prototipo, de compresor de baja capacidad impulsado por pedales.

Contiene los pasos para la manufacturación y ensamble del mismo.

Si se requiere información adicional sobre Selección de Compresores; remitirse a la sección 1.4.0. Si se desea conocer sobre diseño y selección de las partes del prototipo; remitirse a las secciones 2.2.0 y 2.3.0 respectivamente. Y sobre los materiales y estimación de su costo; remitirse a la sección 3.1.0, así como también el capítulo 4 contiene información de materiales, herramientas, instalación, operación y mantenimiento del mismo.

#### LISTA DE MATERIALES, HERRAMIENTAS, EQUIPO Y ELEMENTOS ESTANDARES PARA LA CONSTRUCCION DEL COMPRESOR.

- 2 Angulos de 1/8" x 1"
- 1 Platina de 1/4 x 1/4"
- 1/2 Pliego de lamina # 26
- 100 Lbs de Concreto
- 2 Cintas teflón
- 1/16 Galones de masilla
- 1 Bicicleta usada (semi-carrera)

1 Compresor de aire acondicionado para vehiculo  
1 Acumulador de aire  
1 Faja tipo A-71  
5 Pies de tubo de cobre de 1/2"  
1 Tuerca de 1/2"  
1 Valvula check  
1 Filtro y regulador de presión  
1 Valvula de seguridad de 1/4" x 150 Psig  
1 Valvula de cierre  
1 Manometro de 160 Psig  
3 Miples galvanizados de 1/2" x 2 1/2"  
2 Camisas galvanizadas de 1/2"  
1 Reductor galvanizado de 1/2" a 1/4"  
3 Niples NPT  
1 Camisa galvanizada de 1/4"  
1 Polea tipo A de 12" de Diámetro  
1 Marco de sierra  
3 Sierras  
1 Soldador electrico  
2 Lbs. de electrodo  
3 Pliegos de lija 150  
1/4 de pintura anticorrosiva  
1 Juego de Brocas (para acero)  
1 Cinta metrica  
1 Escuadra  
1 Martillo  
1 Cincel  
1 Prensa

- 1 Tenaza
- 1 Lima plana
- 1 Lima redonda
- 1 Tijera para lamina
- 1 Desarmador plano
- 3 Llaves fijas de 5/16", 9/16" y 1/2"
- 4 Llaves mixtas de 7/8", 15/16", 3/4" y 11/16"
- 2 Cubos de 15/32" y 19/32"  
Palanca y extension para cubo 19/32
- 1 Llave stilson
- 1 Llave ajustable de 8 pulg.
- 1 Desarmador Phillips
- 1 Juego de tenazas.

CONSTRUCCION DE LA ESTRUCTURA  
PARA FIJAR EL EJE DEL VOLANTE

POR MEDIO DE UN ARCO DE  
SIERRA, CORTAR DEL  
ANGULAR DE 1" POR 1/8"  
LAS SIGUIENTES PIEZAS:

- 6 PIEZAS DE 18 1/2"
- 2 PIEZAS DE 7 7/8"
- 2 PIEZAS DE 6 7/8"
- 2 PIEZAS DE 2 PULG

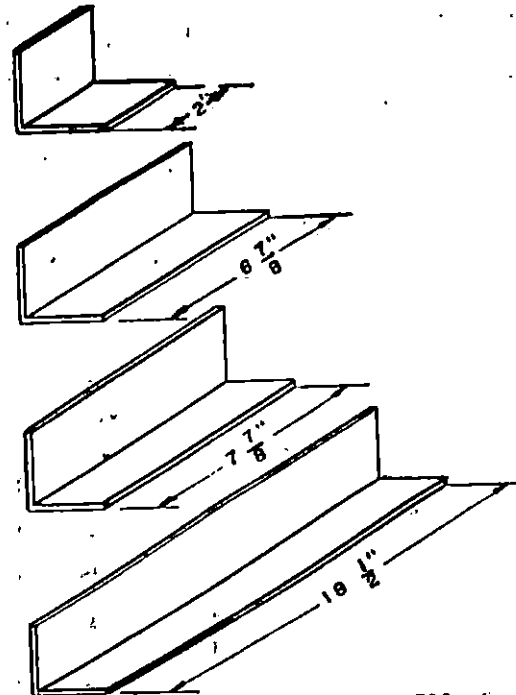


FIG. 1

LAS SEIS PIEZAS DE  
18 1/2" DE LONGITUD, SE  
MARCAN 1 23/32" EN CADA  
EXTREMO; POSTERIORMENTE  
CORTAR Y DEJARLO TAL Y  
COMO SE INDICA EN LA  
FIGURA.

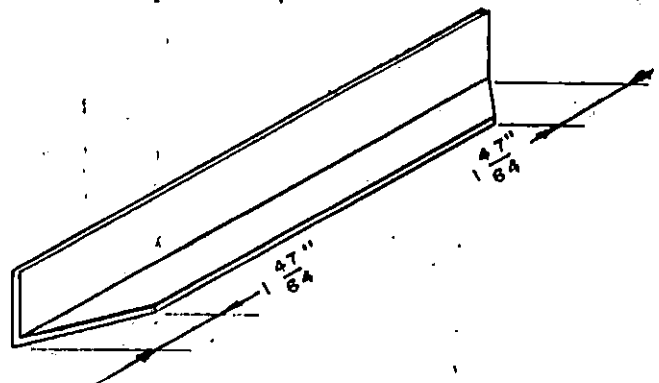


FIG. 2



UNIR 3 PIEZAS DE 18.5"  
DE LONGITUD TAL COMO LO  
INDICA LA FIGURA; POSTE-  
RIORMENTE SE SUELDAN  
LAS PARTES DE UNION  
UTILIZANDO SOLDADURA  
ELECTRICA Y ELECTRODO  
KD 6013. (ANEXO A-2)  
"ESMERILAR LAS  
SOLDADURAS."  
CON LAS 3 PIEZAS RESTANTES  
DE 18.5" ELABORAR OTRO  
TRIANGULO SIMILAR.

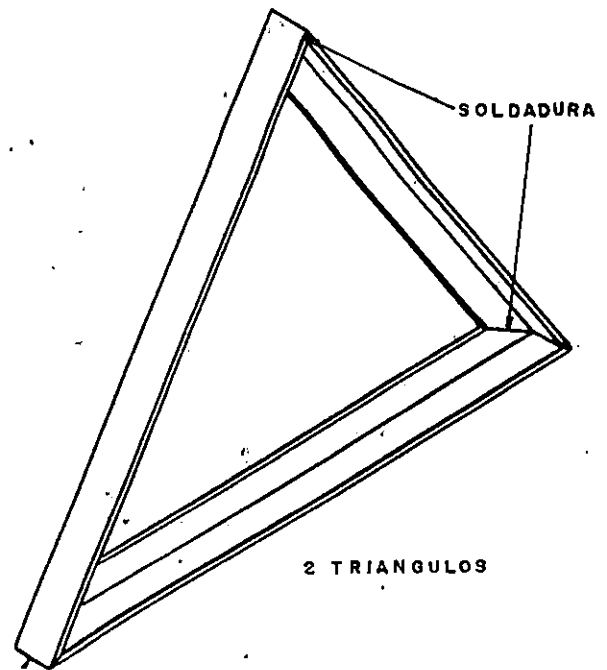


FIG. 3

EN CADA TRIANGULO DE LA FIG. 3  
HAGA UN AGUJERO CON UN  
TALADRO MANUAL Y UNA  
BROCA PARA HIERRO DE  
13/32" ; EN UNO DE LOS  
VERTICES DEL TRIANGULO  
A UNA DISTANCIA DE 1"  
TAL COMO SE INDICA EN  
LA FIGURA.

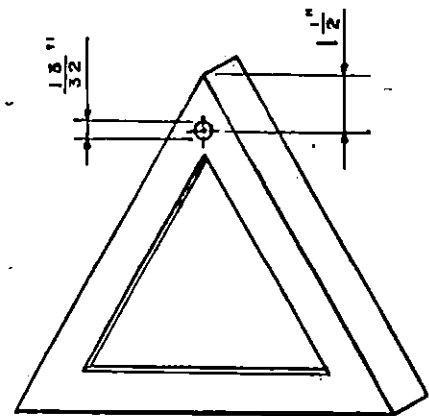


FIG. 4

A CADA TRIANGULO DE LA FIG.4 CORTE CON LA SIERRA DE ARCO A 1" MEDIDO DESDE LA PARTE INFERIOR DEL VERTICE. A MANERA DE DEJAR LOS TRIANGULOS COMO SE MUESTRA EN LA FIG.

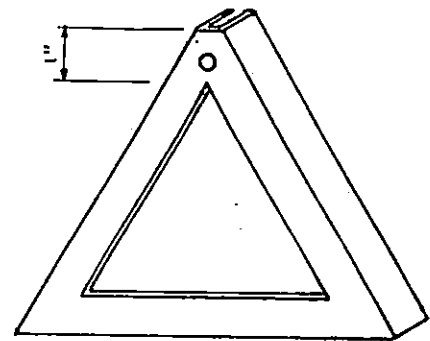


FIG. 5

UTILIZANDO LA SIERRA DE ARCO CORTAR DESDE LOS EXTREMOS DEL CORTE DE LA FIG.5 EN DIRECCION DEL AGUJERO, HASTA DEJARLO COMO SE INDICA EN LA FIG. CON ESTO SE OBTIENE UNA ABERTURA PARA FACILITAR EL MONTAJE Y DESMONTAJE DEL VOLANTE.

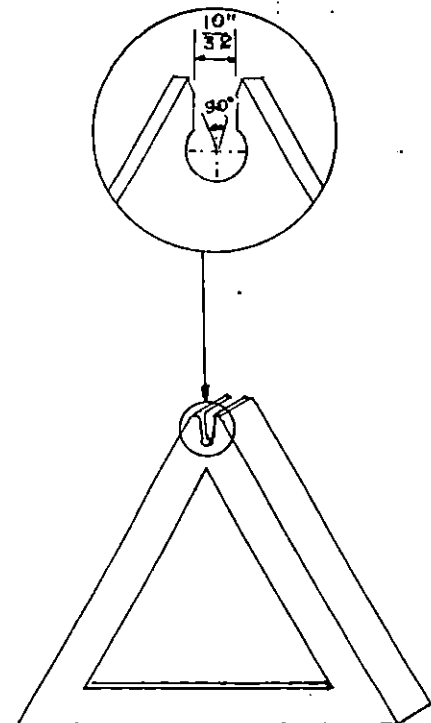


FIG. 6

LAS PIEZAS DE 2" DE LONGITUD SE SUELDAN CON SOLDADURA ELECTRICA A LOS TRIANGULOS TERMINADOS DE LA FIG.6 , EN LA POSICION QUE SE INDICA EN LA FIGURA.

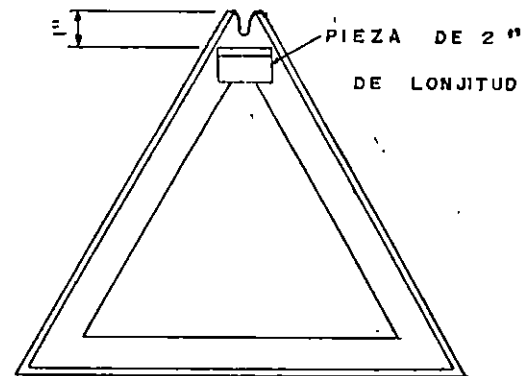


FIG. 7

SOLDAR LAS DOS PIEZAS DE 6 7/8" DE LONGITUD EN LA POSICION QUE SE INDICA EN LA FIGURA, CON ESTO SE UNEN LOS TRIANGULOS TENIENDO EL CUIDADO DE QUE LA LA PARTE PLANA DE LA ESTRUCTURA QUEDE HACIA ADENTRO Y LA PARTE SUPERIOR TENGA UNA SEPARACION DE 5 11/16"

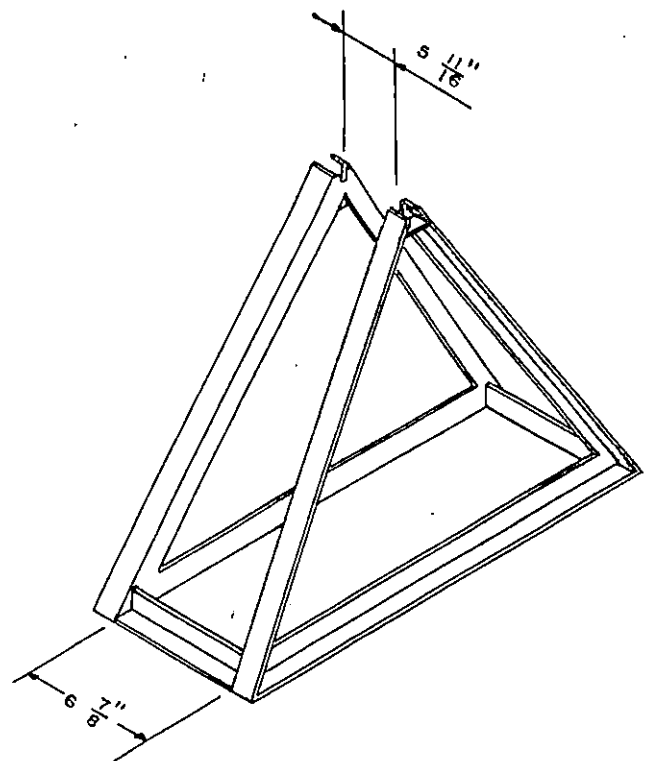


FIG. 8

LAS DOS PIEZAS DE  $7 \frac{7}{8}$ "  
DE LONGITUD SE COLOCAN  
A LOS TRIANGULOS EN LA  
POSICION QUE SE INDICA  
EN LA FIGURA. Y SOLDAR  
EN LAS PARTES EN CONTACTO  
UTILIZANDO SOLDADURA  
ELECTRICA Y ELECTRODO

KD 6013

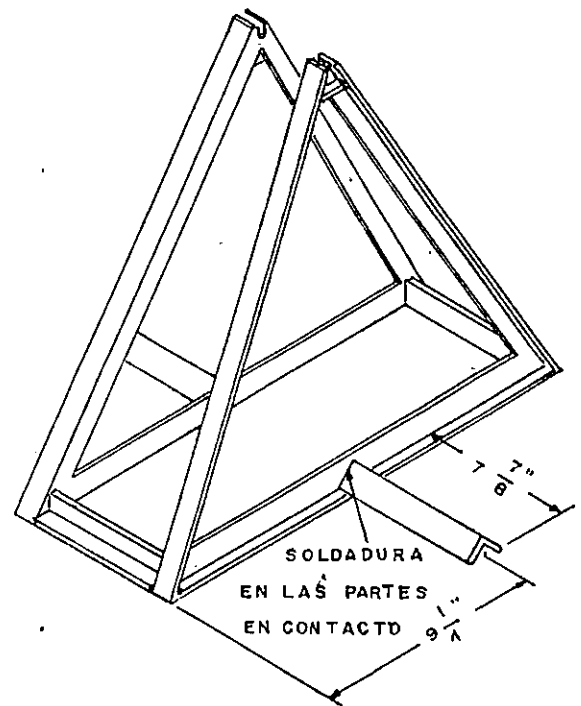


FIG. 9

REALIZAR UN AGUJERO  
UTILIZANDO UN TALADRO  
DE MANO Y UNA BROCA  
PARA HIERRO DE DIAMETRO  
 $13/32$ " EN LA POSICION  
QUE SE INDICA EN LA  
FIGURA.

- PRACTICAR EL AGUJERO EN CUALQUIERA DE LOS ANGULARES DE  $6 \frac{7}{8}$ " DE LONGITUD Y A UNA DISTANCIA DE  $3 \frac{5}{32}$ " DE CUALQUIERA DE LOS EXTREMOS.

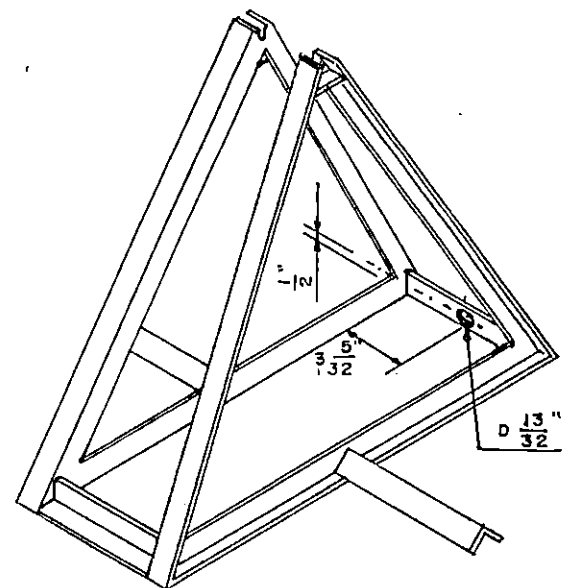


FIG. 10

OPERACIONES REALIZADAS  
EN EL COMPRESOR

UTILIZANDO UN EQUIPO DE SOLDADURA ELECTRICA, PUNTEAR ENTRE LA POLEA DEL COMPRESOR Y EL EMBRAGUE DEL MISMO, TAL COMO SE INDICA EN LA POSICION DE LA FIGURA

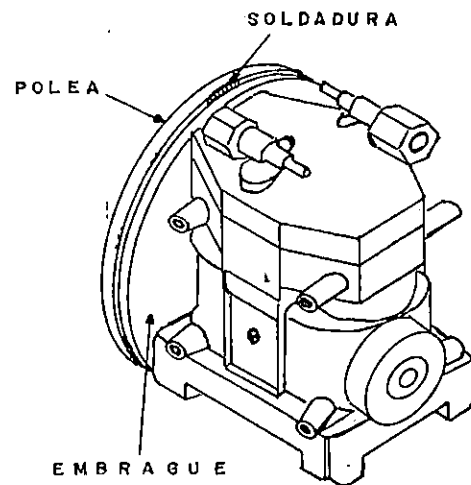


FIG. 11

MEDIR LA SEPARACION ENTRE LOS AGUJEROS ROSCADOS DE LA PARTE INFERIOR DEL COMPRESOR TOMAR NOTA DE LA SEPARACION DE  $4 \frac{11}{16}$ "

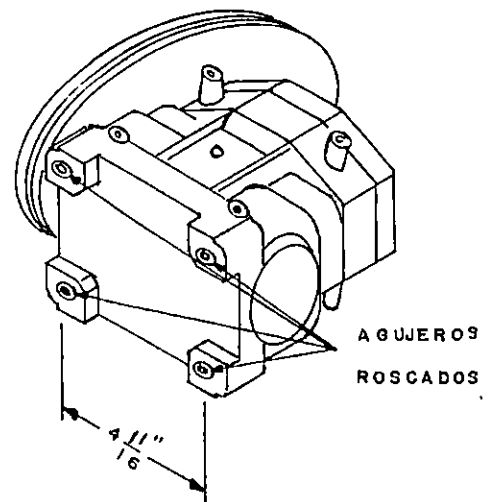


FIG. 12

CONSTRUCCION DE LA ESTRUCTURA  
PARA FIJAR EL COMPRESOR

POR MEDIO DE UN ARCO  
DE SIERRA, CORTAR EL  
ANGULAR DE 1" POR 1/8"  
LAS SIGUIENTES PIEZAS:

- 2 PIEZAS DE 13 "
- 6 PIEZAS DE 5 11/16" .

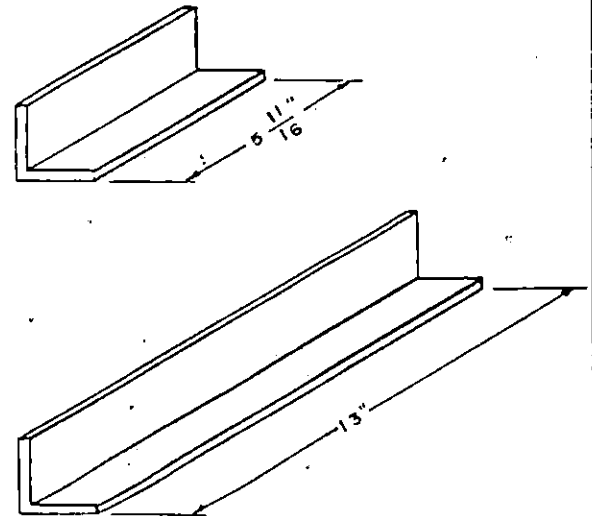
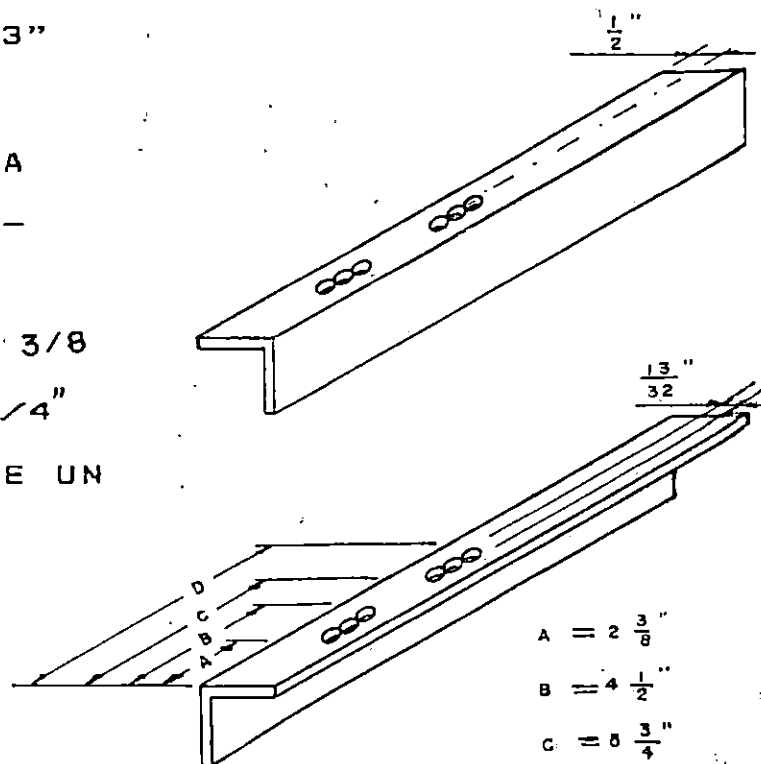


FIG. 13

EN LOS ANGULARES DE 13"  
DE LONGITUD REALIZAR  
AGUJEROS CON UNA BROCA  
DE 13/32" EN LAS POSI-  
CIONES QUE SE INDICAN  
EN LA FIGURA, DESDE 2 3/8  
HASTA 4 1/2" Y DE 5 3/4"  
A 7 7/8" MEDIDOS DESDE UN  
EXTREMO.



- A = 2  $\frac{3}{8}$  "
- B = 4  $\frac{1}{2}$  "
- C = 5  $\frac{3}{4}$  "
- D = 7  $\frac{7}{8}$  "

FIG. 14

CON UNA LIMA PLANA  
EMPAREJAR LA SUPERFICIE  
DE LOS AGUJEROS Y  
DEJARLOS TAL COMO SE  
MUESTRAN EN LA FIGURA.

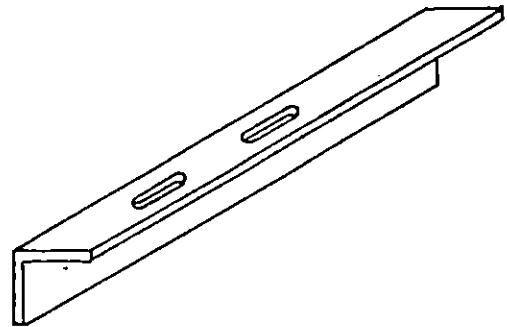


FIG. 15

EN UNO DE LOS ANGULARES  
DE  $5 \frac{11}{16}$ " DE LONGITUD  
REALIZAR UN AGUJERO  
UTILIZANDO UN TALADRO  
MANUAL Y UNA BROCA DE  
DIAMETRO DE  $\frac{13}{32}$ " EN  
EL CENTRO DE LA PIEZA,  
VER FIGURA.

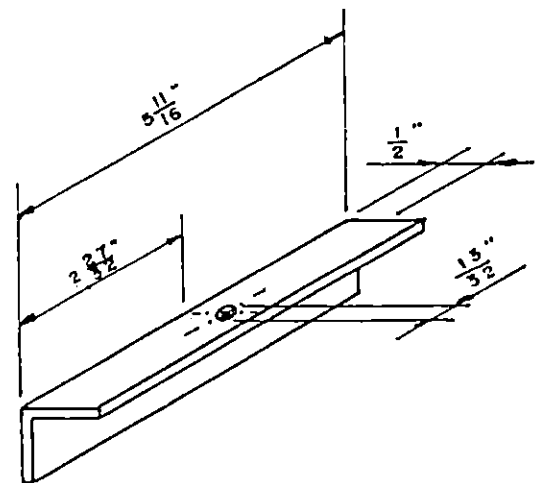


FIG. 16

CON LA LIMA PLANA DES-  
BASTAR DOS ESQUINAS.  
HASTA DEJARLAS COMO SE  
INDICA EN LA FIGURA.

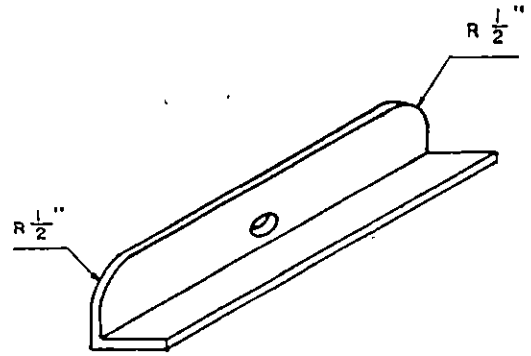


FIG. 17

SOLDAR UNA TUERCA DE  
 $13/32''$  DE DIAMETRO  
ROSCA ORDINARIA. CONCEN-  
TRICAMENTE CON EL AGU-  
JERO DE LA PIEZA DE LA  
FIGURA 17.

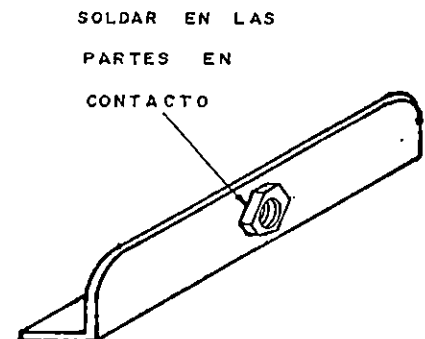


FIG. 18



ENROSCAR UNA TUERCA EN UN PERNO DE  $13/32$ " DE DIAMETRO POR 4" DE LONG. Y LUEGO INSTALARLOS EN LA PIEZA DE LA FIGURA 18. Y ADEMAS SOLDAR UNA TUERCA EN EL EXTREMO DEL PERNO, TAL COMO SE MUESTRA EN LA FIGURA.

\* ESTE DISPOSITIVO  
SERVIRA COMO TENSOR \*

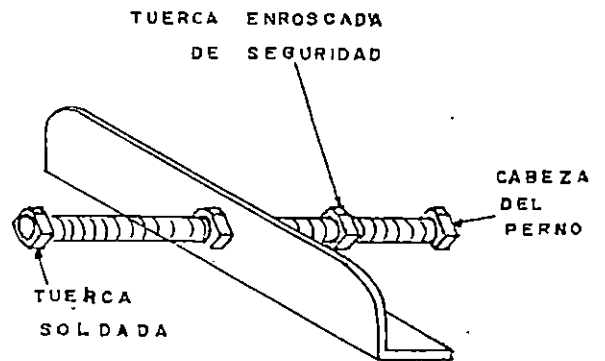


FIG. 19

UTILIZANDO LAS PIEZAS DE LA FIGURA 15 Y DOS ANGULARES DE  $5 \frac{11}{16}$ " SE UNEN COMO SE INDICA EN LA FIGURA. POSTERIORMENTE SE SUELDAN LAS PARTES DE UNION UTILIZANDO SOLDADURA ELECTRICA Y ELECTRODO KD 6013; POR ULTIMO ESMERILAR LA SOLDADURA.

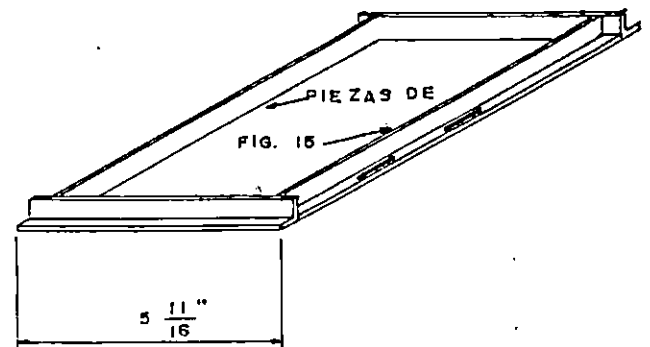


FIG. 20

A LA PIEZA DE LA FIGURA  
20, DESBASTAR DOS  
ESQUINAS QUE SE INDICAN  
EN LA FIGURA. CON EL FIN  
DE EVITAR ACCIDENTES.

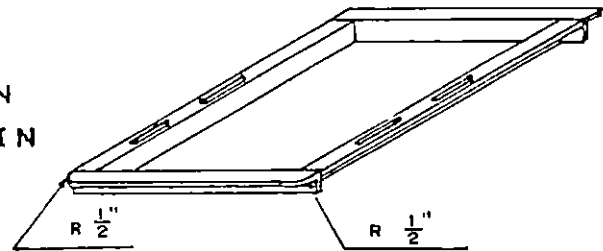


FIG. 21

SOLDAR LAS PIEZAS DE  
LAS FIGURAS 19 Y 21,  
EN LA POSICION Y  
DISTANCIA QUE SE INDICA  
EN LA FIGURA.

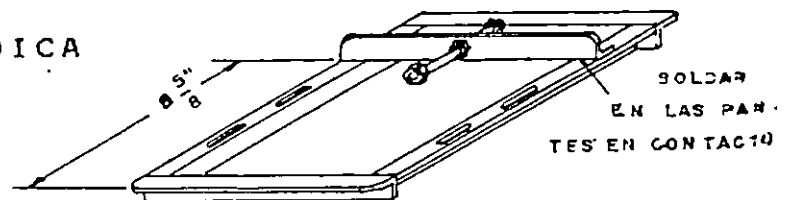


FIG. 22

LOS DOS ULTIMOS ANGU-  
ARES DE 5 11/16" DE  
LONGITUD, SOLDARLOS  
ENTRE SI EN LA POSICION  
COMO SE INDICA EN LA  
FIGURA.

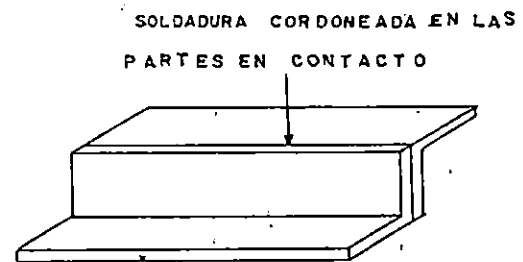


FIG. 23

SOLDAR LAS PIEZAS DE  
LAS FIGURAS 22 Y 23, EN  
LA POSICION QUE SE  
INDICA EN LA FIGURA.

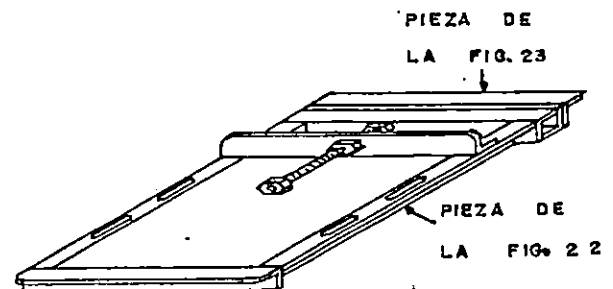


FIG. 24

## CONSTRUCCION E INSTALACION DEL SOPORTE

POR MEDIO DE UN ARCO DE SIERRA, CORTAR DEL ANGULAR DE 1" POR 1/8" UNA PIEZA DE 2 3/4" DE LONGITUD.

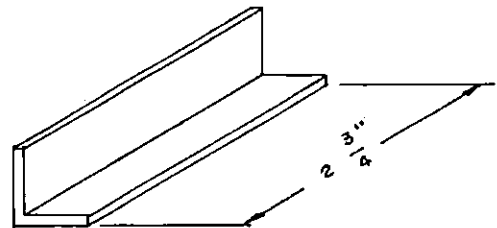


FIG. 25

A LA PIEZA DE LA FIGURA 25 MARCAR DESDE LOS EXTREMOS UNA DISTANCIA DE 3/8" Y POSTERIORMENTE CORTAR CON ARCO DE SIERRA EN DIAGONAL Y DEJAR LOS CORTES TAL COMO SE MUESTRA EN LA FIGURA.

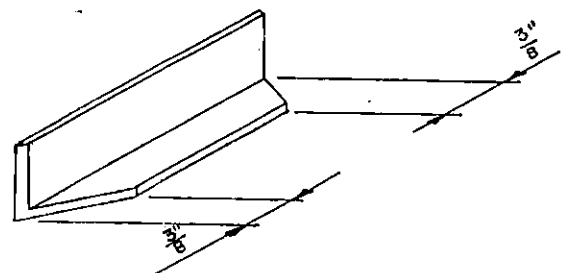


FIG. 26

UTILIZANDO UN TALADRO  
Y UNA BROCA PARA HIERRO  
DE DIAMETRO  $13/32''$   
PERFORAR EN LA POSICION  
INDICADA.

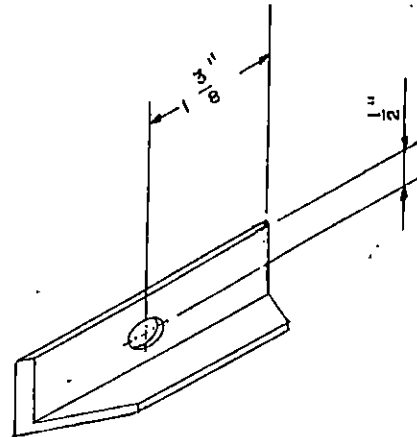


FIG. 27

UTILIZANDO ELECTRODO  
KD 6013 SOLDAR EN LAS  
PARTES EN CONTACTO A LA  
PIEZA DE LA FIG.27 EN EL  
CHASIS DE LA BICICLETA  
EN LA POSICION EN QUE  
SE INDICA EN LA FIGURA.

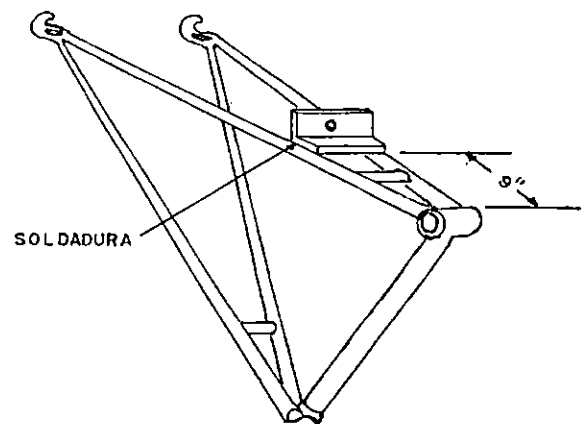


FIG. 28

## CONSTRUCCION E INSTALACION DE PLATINAS

DE UNA PLATINA DE  $1 \frac{1}{4}$ "  
X  $\frac{1}{4}$ " COTAR CON ARCO  
DE SIERRA DOS PIEZAS DE  
B  $\frac{1}{16}$ " DE LONGITUD.

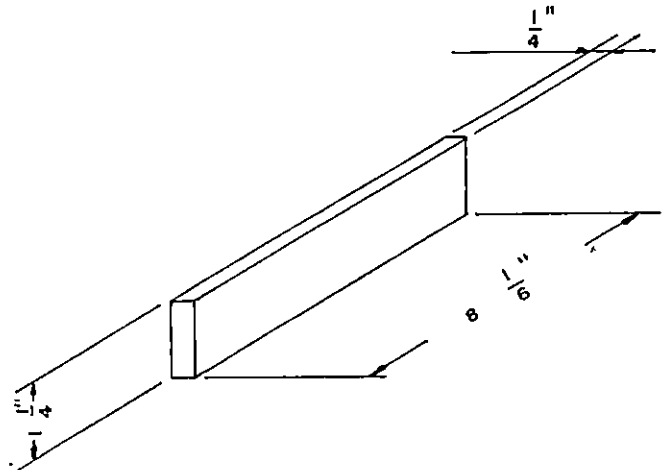


FIG. 29

UTILIZANDO UN TALADRO  
MANUAL Y UNA BROCA PARA  
HIERRO DE DIAMETRO  $\frac{13}{32}$ "  
TALADRAR LAS PIEZAS DE  
LA FIGURA 29, EN LA PO-  
SICION QUE SE INDICA EN  
LA FIGURA.

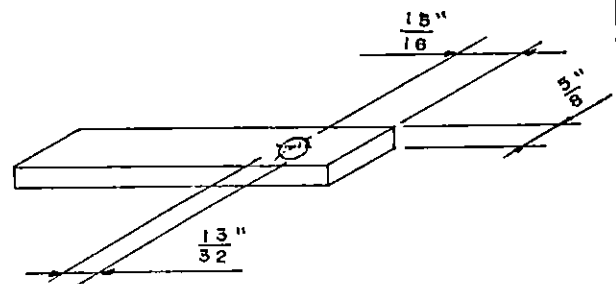


FIG. 30

UTILIZANDO UN TALADRO MANUAL Y BROCAS DE  $3/16''$  Y  $5/16''$  TALADRAR UNA DE LAS PLATINAS EN LA POSICION EN QUE SE INDICA EN LA FIGURA. LUEGO MARCAR EN LAS DOS PLATINAS LA PROLONGACION DEL DIAMETRO DEL AGUJERO DE  $13/32''$  TAL COMO SE MUESTRA EN LA FIGURA.

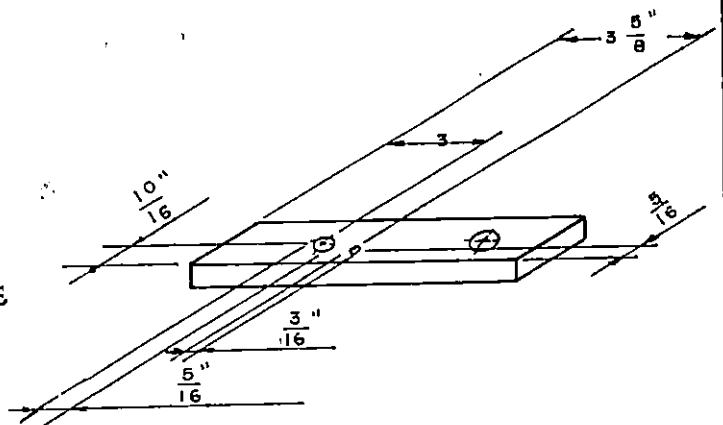


FIG. 31

FIJAR EN UNA PRENSA LAS PLATINAS Y CON UN ARCO DE SIERRA EFECTUAR CORTES HASTA LLEGAR A LOS AGUJEROS DE  $13/32''$  LUEGO CON UNA LIMA PLANA EMPAREJAR LOS CORTES.

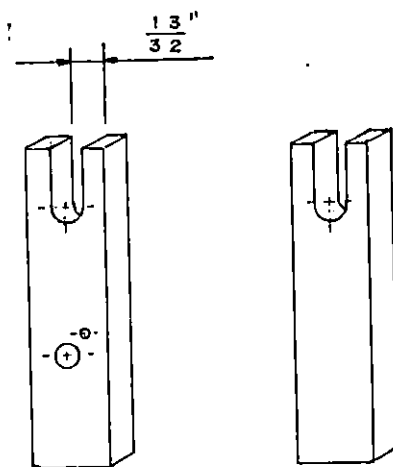


FIG. 32

SOLDAR LAS PLATINAS DE  
LA FIGURA 32 EN EL CHASIS  
DE LA BICICLETA EN LA POSI-  
CION QUE SE INDICA EN  
LA FIGURA.

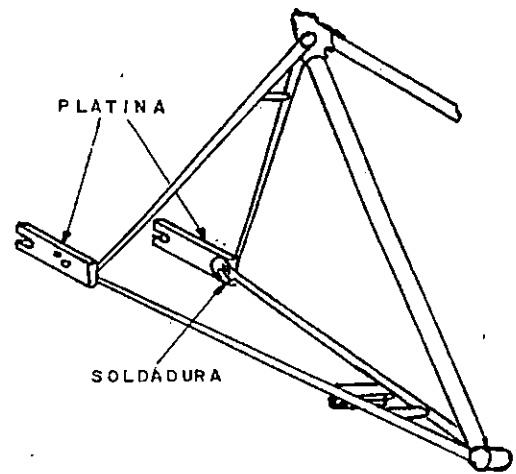


FIG. 33

UTILIZANDO UNA PRENSA  
Y UNA TENAZA DOBLAR LAS  
PLATINAS DE TAL FORMA  
QUE EN EL EXTREMO QUEDE  
UNA SEPARACION DE  $5 \frac{3}{4}$ "  
TAL COMO SE INDICA EN  
LA FIGURA.

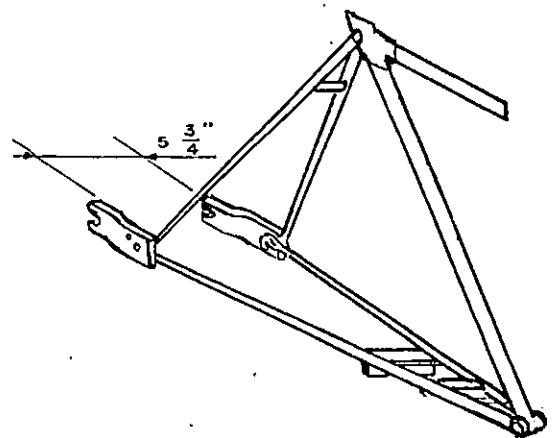


FIG. 34



## CONSTRUCCION DEL VOLANTE DE CONCRETO

UTILIZANDO LAMINA GALVA-  
NIZADA # 26 CORTAR CON  
TIJERA PARA LAMINA UNA  
CIRCUNFERENCIA DE RADIO  
 $12 \frac{19}{32}$ "

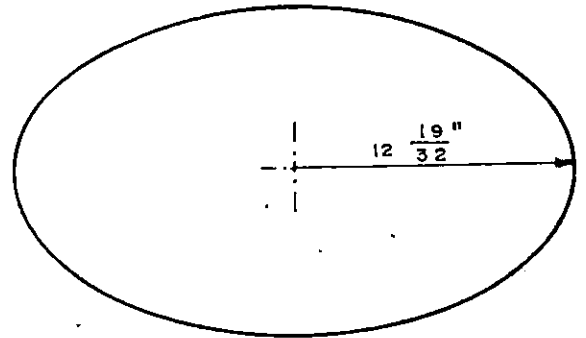


FIG. 35

CORTAR UN RECTANGULO DE  
 $20 \frac{5}{8}$ " POR  $2 \frac{3}{8}$ " DE  
LAMINA GALVANIZADA # 26

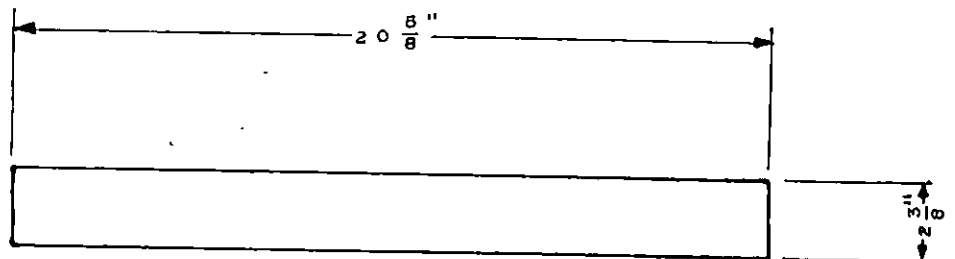
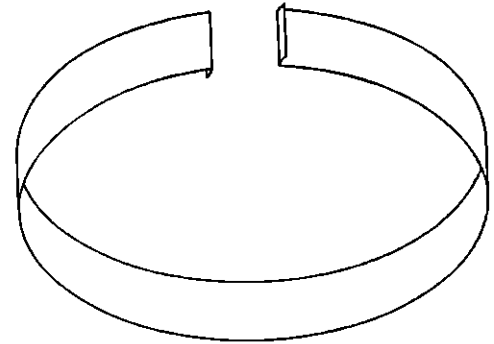


FIG. 36

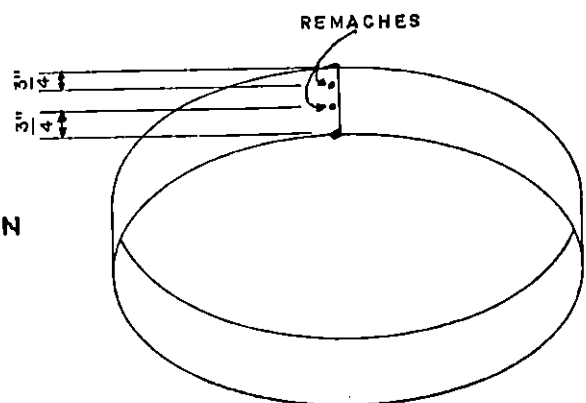
EN EL RECTANGULO DE LA FIGURA 36 MARCAR 1/4" EN CADA EXTREMO Y DOBLARLOS TAL COMO SE INDICA EN LA FIGURA, DE TAL FORMA QUE LAS PARTES DOBLADAS SE ENTRELACEN.



(VISTA INFERIOR)

FIG. 37

UNIR LOS EXTREMOS DEL RECTANGULO Y MARTILLAR LA PARTE DE UNION, Y LUEGO REMACHAR DE FORMA EQUIDISTANTE EN LA POSICION MOSTRADA EN LA FIG.



(VISTA INFERIOR)

FIG. 38

UTILIZANDO LA CIRCUN--  
FERENCIA DE LA FIGURA  
35 MARCAR SOBRE ELLA  
UNA CIRCUNFERENCIA DE  
RADIO  $12 \frac{5}{16}$ " LUEGO  
HACER CORTES EN TODA LA  
PERIFERIA COMO SE  
INDICA EN LA FIGURA.

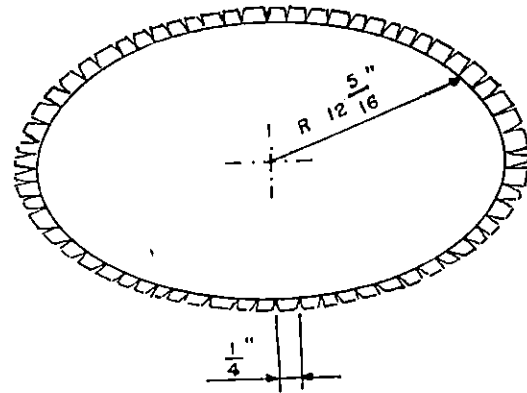


FIG. 39

DOBLAR LAS PESTAÑAS DE LA  
FIG. 39 TAL COMO  
SE INDICA EN LA  
FIGURA; ADEMAS PERFORAR  
EN EL CENTRO DEL  
CIRCULO UN AGUJERO DE  
DIAMETRO  $1 \frac{3}{8}$ " ; PARA  
ELLO SE MARCA LA LAMINA  
POSTERIORMENTE SE CORTA  
CON CINCEL Y MARTILLO  
Y POR ULTIMO SE  
EMPREJA CON UNA LIMA  
REDONDA.

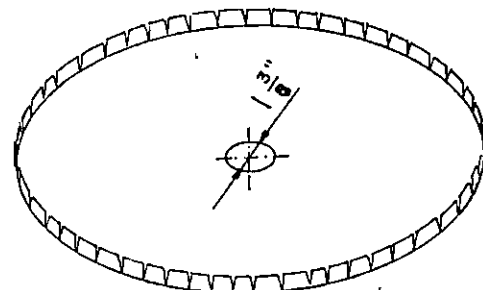


FIG. 40

ACOPLAR LAS PIEZAS DE  
LAS FIGURAS 38 Y 39  
TENIENDO EL CUIDADO DE  
QUE LAS PESTANAS QUEDEN  
POR FUERA TAL COMO SE  
INDICA EN LA FIGURA,  
LUEGO SOLDAR CON ESTAÑO  
LAS PARTES EN CONTACTO.

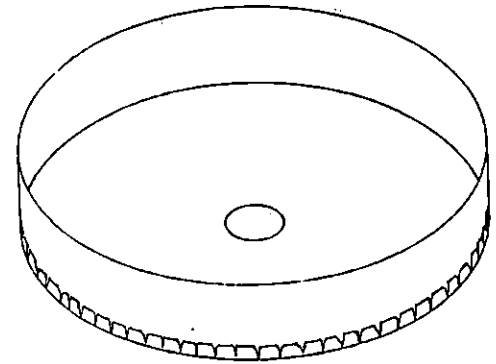


FIG. 41

DESMONTE EL JUEGO  
DE PIÑONES

PIÑONES

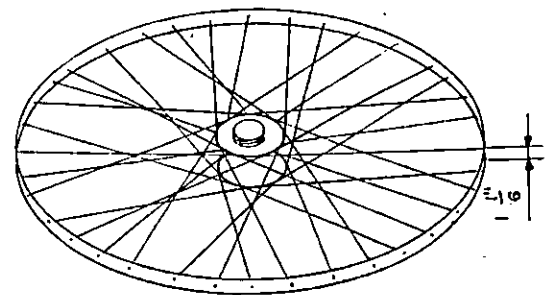


FIG. 42

MARCAR EN EL MOLDE DEL VOLANTE, EN LA PARTE INTERIOR, UNA DISTANCIA DE  $21/32$ " MEDIDO DESDE LA PARTE SUPERIOR; LA MARCA SE EFECTUA CON UN COMPAS, FORMANDO UNA CIRCUNFERENCIA EN EL INTERIOR TAL COMO SE INDICA EN LA FIGURA.

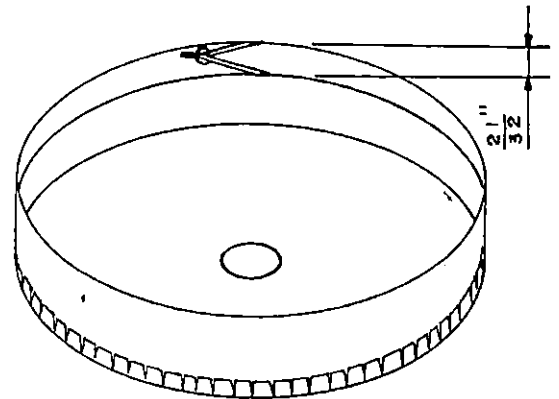


FIG. 43

ACOPLAR EL RIN A LA PIEZA DE LA FIGURA 43, Y VERIFICAR QUE LA MARCA REALIZADA ANTERIORMENTE SE LOGRE VER UNIFORMEMENTE SEPARADA DEL RING. EL CONO DEL RING SE ACOPLA AL AGUJERO DEL MOLDE Y SOBRESALE LA PARTE ROSCADA DONDE SE ALOJAN LAS CATARINAS QUE QUEDAN POR FUERA Y SOBRESALEN.

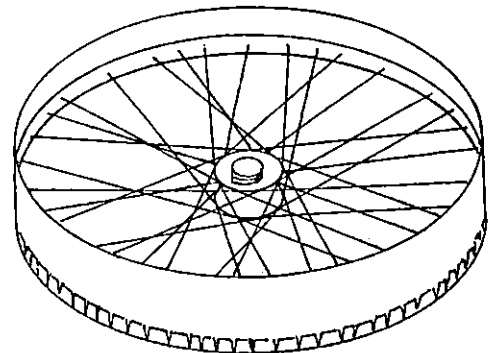


FIG. 44

LA PREPARACION DEL CON-  
CRETO SE EFECTUA  
MEZCLANDO 180 PULG<sup>3</sup> DE  
ARENA CON 180 PULG<sup>3</sup> DE  
GRAVA (GRAVA #1 Y #2)  
POSTERIORMENTE AGREGUE  
5 LB. DE CEMENTO Y MEZ-  
CLARLO NUEVAMENTE, POR  
ULTIMO AGREGUE 74.24  
PULG<sup>3</sup> DE AGUA Y MEZCLAR

COLOCAR UNA TARIMA POR  
DEBAJO DEL MOLDE CON EL  
FIN DE QUE EL CONO NO  
TENGA CONTACTO ALGUNO.  
VACIAR EL CONCRETO EN  
EL MOLDE CON EL RING EN  
SU INTERIOR, EL CONCRE-  
TO DEBE DEPOSITARSE LO  
MAS HOMOGENEAMENTE SIN  
DEJAR ESPACIOS EN LOS  
RALLOS DEL RING; EL LLE-  
NADO TERMINA HASTA  
HABER CUBIERTO LA SUPER-  
FICIE DEL MOLDE.

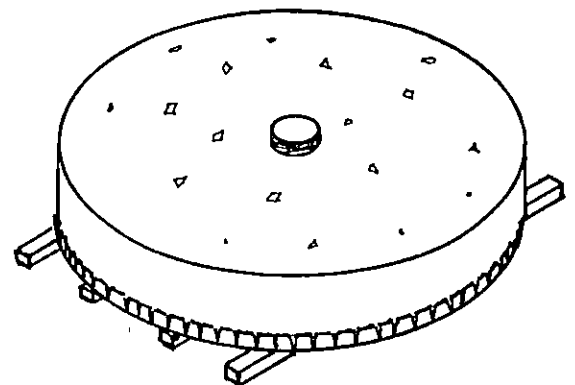


FIG. 45

REMOJAR EL VOLANTE DE CONCRETO CON  
INTERVALOS DE TIEMPO DE 2 HORAS -

DURANTE 20 DIAS.

POSTERIORMENTE RETIRAR EL MOLDE DE  
LAMINA, DEL VOLANTE DE CONCRETO.

## OPERACIONES EN LA POLEA DE ALUMINIO

COMPRAR UNA POLEA DE ALUMINIO DE DIAMETRO DE PASO 12" Y UN ESPACIO PARA BANDA V TIPO A.

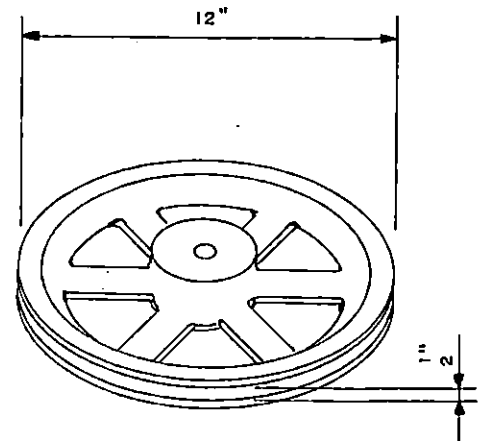


FIG. 46

DEBASTAR EL CONO DE LA POLEA, HASTA QUE TENGA UN ESPESOR IGUAL A  $29/32$ "

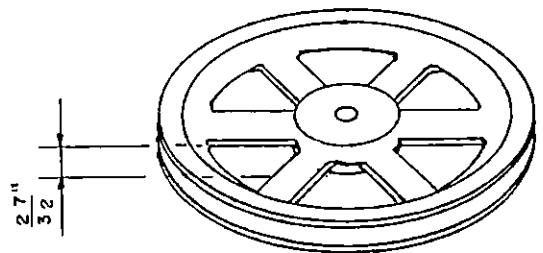


FIG. 47



CON UN TALADRO MANUAL  
Y UNA BROCA PARA HIERRO  
DE DIAMETRO  $1 \frac{3}{8}$ " TALA-  
DRAR UN AGUJERO EN EL  
CENTRO DE LA POLEA, DON-  
DE DICHO DIAMETRO DEBE  
SER IGUAL AL DIAMETRO  
DEL CONO DEL RING DE  
LA BICICLETA.

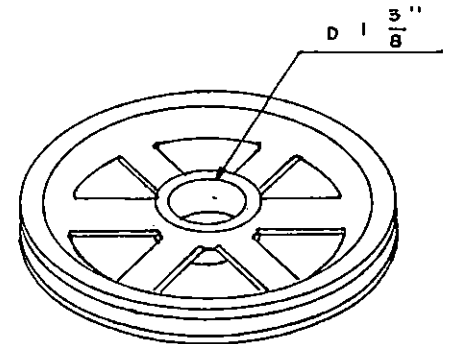


FIG. 48

CON UN TALADRO MANUAL  
Y UNA BROCA PARA HIERRO  
DE DIAMETRO  $1/8$ " PERFO-  
RAR TRES AGUJEROS DIS-  
TRIBUIDOS TAL COMO SE  
MUESTRA EN LA FIGURA,  
Y A UNA DISTANCIA DEL  
CENTRO DE  $4 \frac{1}{4}$ ". DES-  
PUES AGRANDAR LOS AGU-  
JEROS CON UNA BROCA  
PARA HIERRO DE DIAMETRO  
 $13/32$ ".

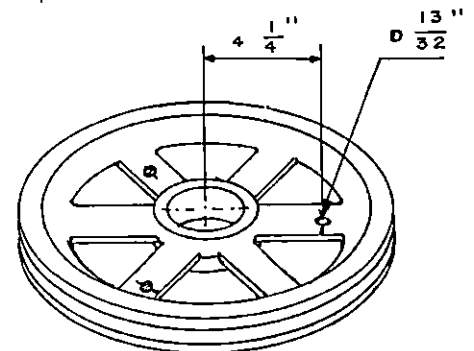


FIG. 49

OPERACIONES PARA ACOPLAR EN CONJUNTO EL  
VOLANTE, LA POLEA DEL VOLANTE Y EL COMPRESOR

ACOPLAR EL VOLANTE DE CONCRETO CON LA POLEA Y MARCAR LOS TRES AGUJEROS EN EL CONCRETO (REALIZADOS EN LOS RALLOS DE LA POLEA). UNA VEZ MARCADOS LOS CENTROS, PERFORAR CON EL TALADRO MANUAL Y UNA BROCA PARA CONCRETO DE  $13/32''$ .

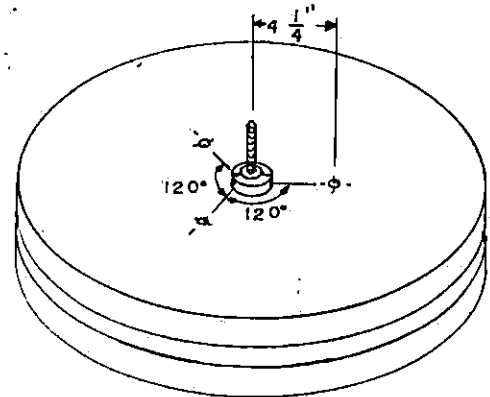


FIG. 50

CON UN CINCEL Y MARTILLO AGRANDAR LA ENTRADA DE LOS AGUJEROS, DE TAL FORMA QUE PUEDA CUBRIRSE LA TUERCA. ADEMAS REVESTIR LAS SUPERFICIES LATERALES DEL VOLANTE CON MASILLA PLASTICA.

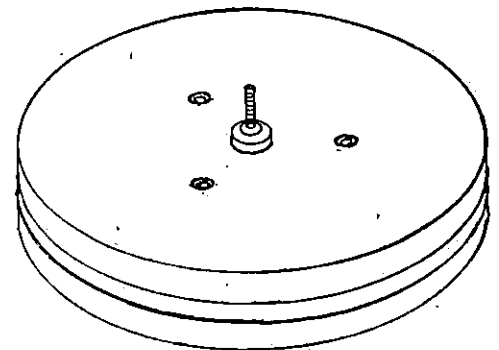


FIG. 51

CORTAR CON UN ARCO DE SIERRA 3 SEPARADORES DE TUBO GALVANIZADO DE 1/2" DE DIAMETRO Y LONGITUD DE 5/16" .

EL DESPIECE PARA LA INSTALACION DEL VOLANTE Y POLEA SE MUESTRA EN LA FIGURA , Y SE FIJAN MEDIANTE 3 PERNOS DE 3/32" DE DIAMETRO POR 4" DE LONGITUD ROSCA ORDINARIA. ADEMÁS CADA PERNO CONSTA DE UNA ARANDELA PLANA, OTRA DE PRESION, Y UNA TUERCA PARA EL PERNO DE 3/32" .

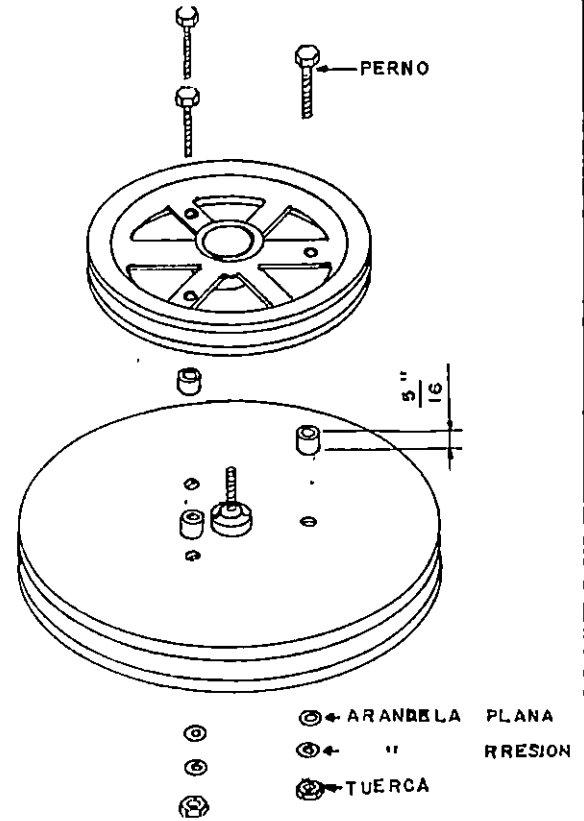


FIG. 52

DESPUES DE ENSAMBLAR LOS DISTINTOS ELEMENTOS DE LA FIGURA 52 INSTALE UNA ARANDELA PLANA DE DIAMETRO INTERNO DE 1 1/2" Y ESPESOR DE 7/32" ENTRE EL VOLANTE Y EL JUEGO DE PINONES, ( PARA EVITAR QUE HAGA CONTACTO LA CADENA CON EL VOLANTE) COMO SE INDICA EN LA FIGURA. ADEMÁS INSTALAR 3 ARANDELAS PLANAS EN LA PARTE DEL EJE QUE SOBRESALE DEL CONO DEL RING Y UNA ARANDELA EN EL LADO DE LAS CATARINAS, TAL COMO SE INDICA EN LA FIGURA.

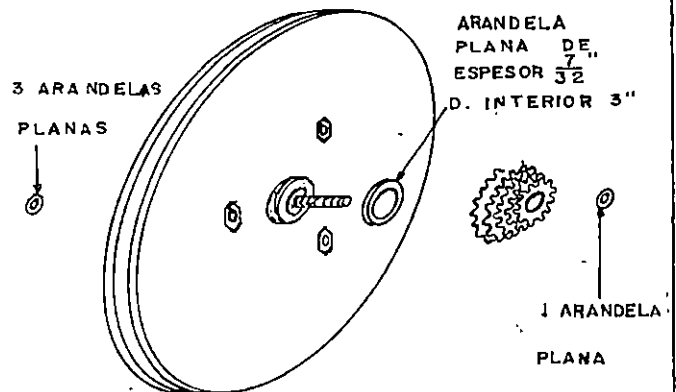


FIG. 53

CON UN ARCO DE SIERRA  
REALIZAR UN SAQUE A LA  
PIEZA DE LA FIG. 24 EN LA  
POSICION Y DIMENSIONES  
QUE INDICA LA FIGURA.

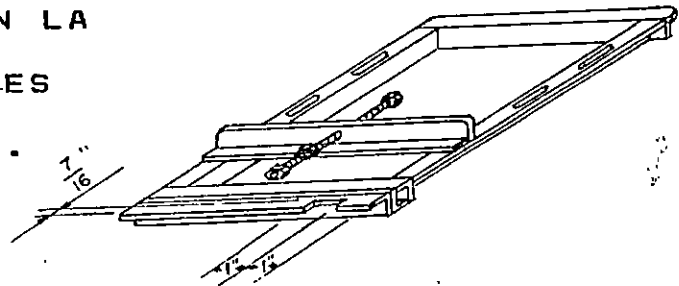


FIG. 54

ACOPLAR LAS PIEZAS DE LAS FIGURAS 10 Y 54 EN LA POSICION QUE SE MUESTRA Y LUEGO SOLDAR CON ELECTRODO KD 6013 LAS PARTES EN CONTACTO.

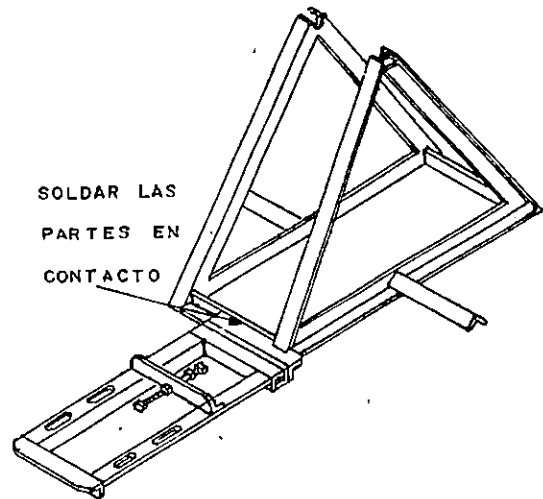


FIG. 55

MONTE EN LA ESTRUCTURA DE LA FIGURA 55 EL CONJUNTO DE LA FIGURA 53. POSTERIORMENTE INSTALE EL MECANISMO DE CAMBIO DE VELOCIDADES EN LA PLATINA DE LA FIGURA 31

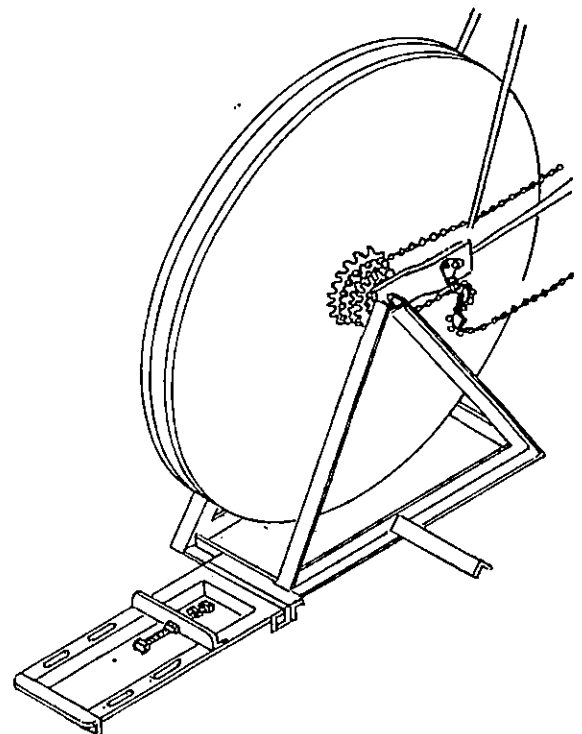
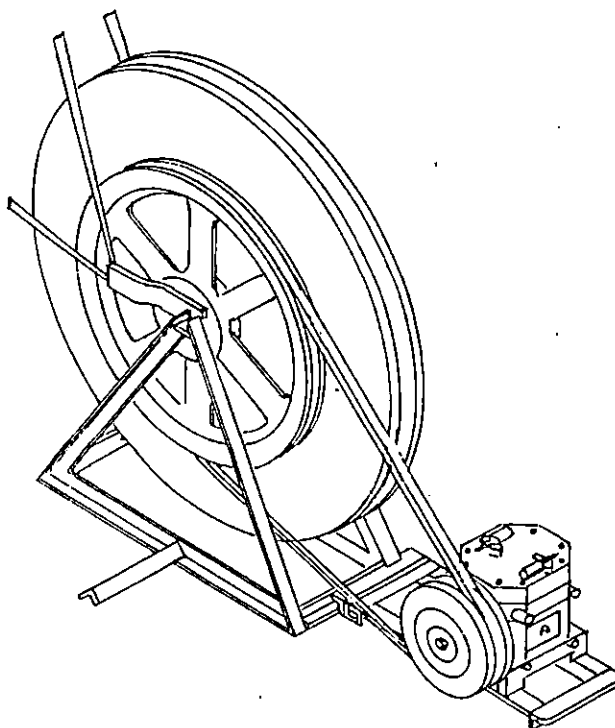


FIG. 56

AL CONJUNTO FORMADO EN LA FIGURA 56 INSTALAR  
LA FAJA Y EL COMPRESOR TAL COMO SE MUESTRA EN  
LA FIGURA.

EL TENSADO DE LA FAJA SE HACE MEDIANTE EL TORNILLO  
TENSOR DESCRITO EN LA FIG. 19 TENIENDO TENSADA LA  
FAJA EL COMPRESOR SE SUJETA A LA ESTRUCTURA  
MEDIANTE 4 PERNOS DE  $3/16$ " POR  $1/2$ " DE LONGITUD.



CONSTRUCCION E INSTALACION DEL  
BRAZO DE SOSTEN DE LA BICICLETA

POR MEDIO DE UN ARCO DE  
SIERRA CORTAR EL  
ANGULAR DE 1" POR 1/8",  
UNA SECCION DE 13 3/4"  
DE LONGITUD.

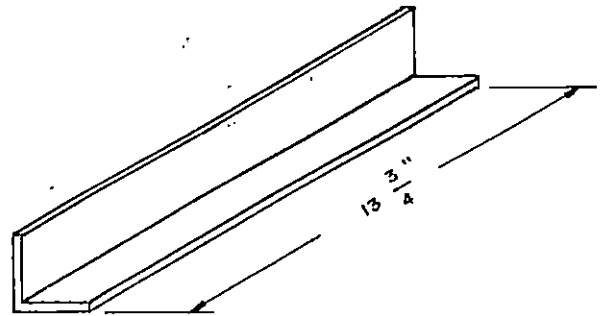


FIG. 58

COMO LO INDICA LA  
FIGURA CORTAR EN  
ANGULO RECTO A 1 3/16"  
DE UN EXTREMO Y EN EL  
OTRO CORTAR A 3/4".  
COMO SE INDICA EN LA  
FIGURA CORTAR A 1/2" EN  
FORMA DIAGONAL EN  
DIRECCION A LA TERMINA-  
CION DEL CORTE RECTO.

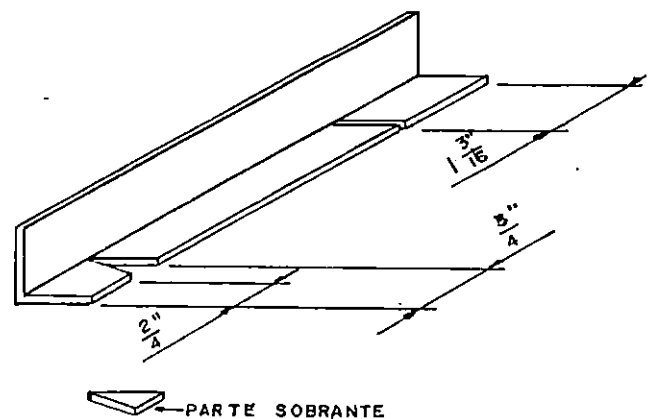


FIG. 59

UTILIZANDO UNA PRENSA  
Y UNA TENAZA, DOBLAR EL  
ANGULO DE LA FIGURA 59  
Y EN EL OTRO EXTREMO  
ABRIR EL CORTE RECTO DE  
TAL FORMA QUE LA PARTE  
SOBRANTE DE LA FIGURA  
59 SE ACOPLE EN EL  
NUEVO ANGULO.

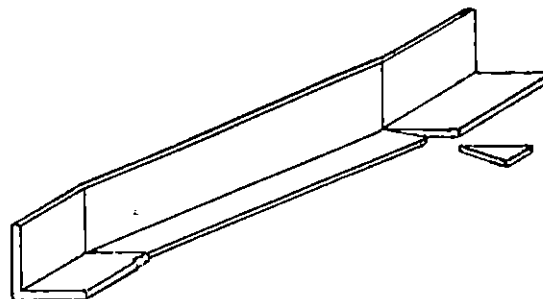


FIG. 60

SOLDAR LAS PARTES EN  
CONTACTO DE LA PIEZA DE  
LA FIGURA 60 CON SOL-  
DADURA ELECTRICA Y  
ELECTRODO KD 6013

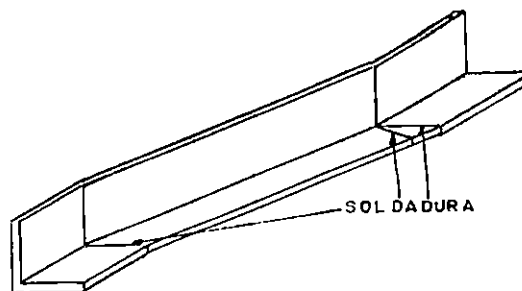


FIG. 61



TALADRAR AGUJEROS EN LA  
POSICION INDICADA UTILIZANDO  
UN TALADRO MANUAL Y UNA  
BROCA  $13/32$ ".

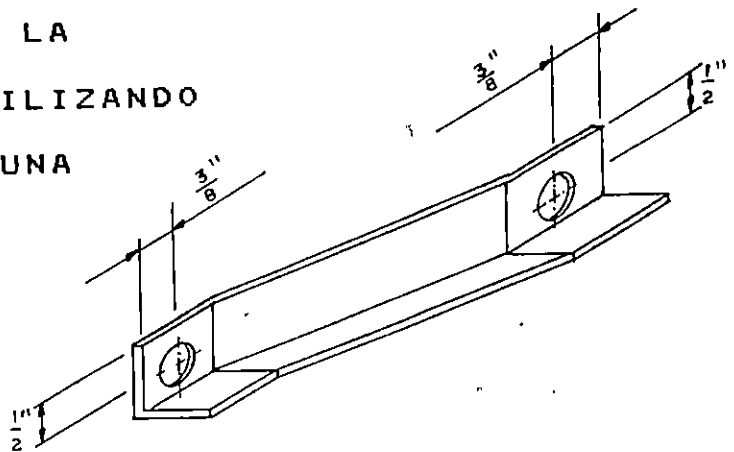


FIG. 62

INSTALAR LA PIEZA DE LA  
FIGURA 62 MEDIANTE 2 PER-  
NOS DE  $13/32$ " DE  
DIAMETRO Y 1" DE LONG.  
CON SUS RESPECTIVAS  
TUERCAS, ARANDELAS  
PLANAS Y DE SEGURIDAD,  
EN LOS AGUJEROS QUE SE  
INDICAN EN LAS FIGURAS  
10 Y 28.

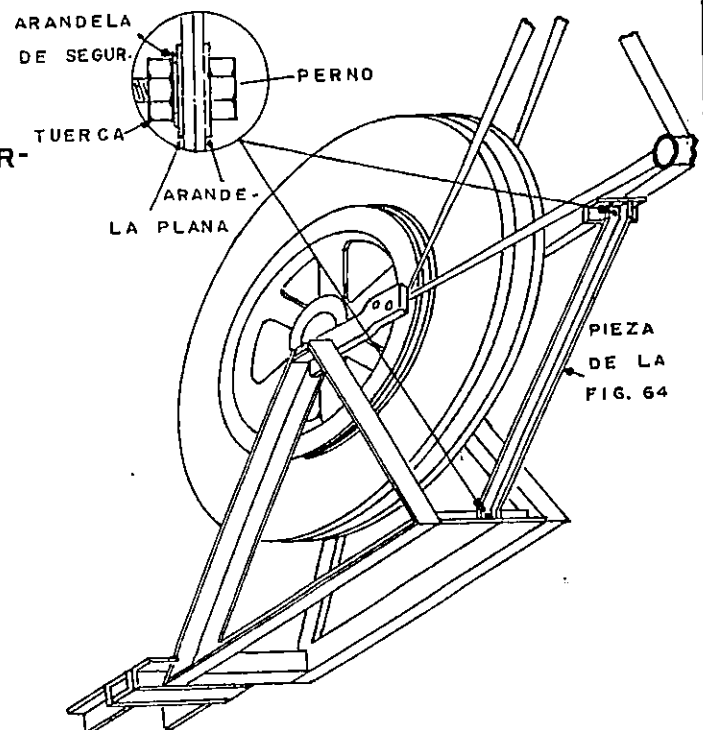


FIG. 63

CONSTRUCCION DE LA ESTRUCTURA  
PARA FIJAR EL TANQUE

POR MEDIO DE UN ARCO DE  
SIERRA CORTAR DEL AN-  
GULO DE  $1''$  POR  $1/8''$  :

- 2 PIEZAS DE  $4''$
- 4 PIEZAS DE  $7 \frac{7}{8}''$
- 2 PIEZAS DE  $25 \frac{1}{4}''$
- 4 PIEZAS DE  $20 \frac{1}{4}''$

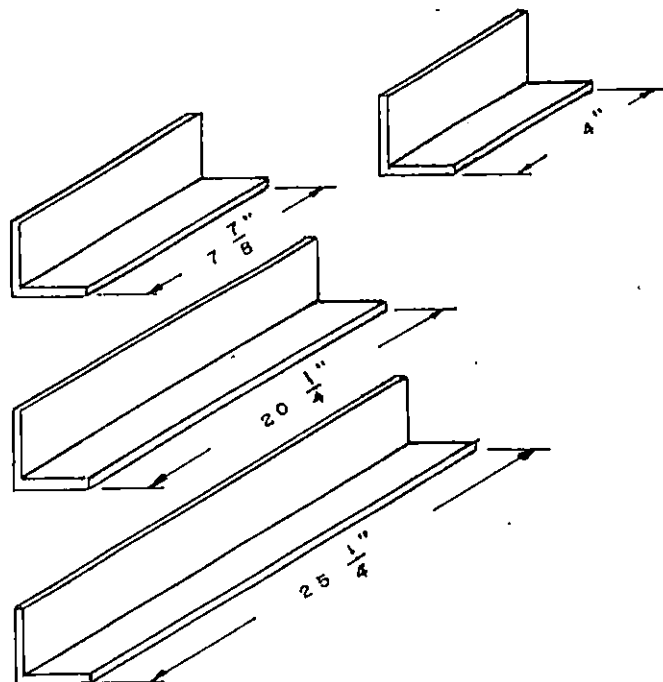


FIG. 64

LAS DOS PIEZAS DE  
 $20 \frac{1}{4}''$  DE LONGITUD SE  
MARCAN EN CADA UNO DE  
LOS EXTREMOS  $2 \frac{3}{16}''$  Y  
SE CORTAN EN DIAGONAL  
AL EXTREMO TAL COMO SE  
MUESTRA EN LA FIGURA.  
ASIGNAR A CADA PIEZA LA  
LETRA "A"

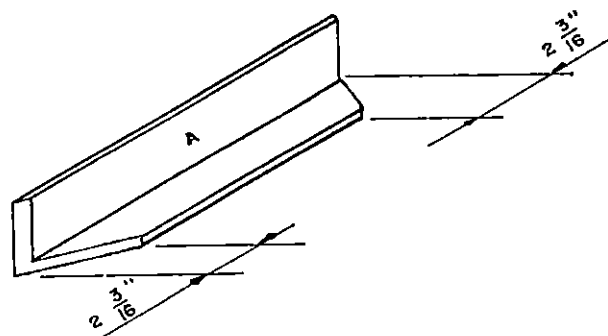


FIG. 65

DE LAS CUATRO PIEZAS DE  
25 1/4" DE LONGITUD SE  
MARCAN DOS PIEZAS EN  
UNO DE LOS EXTREMOS  
COMO LO INDICA LA  
FIGURA, A 2 3/16" Y EN  
EL OTRO EXTREMO 1,3/16"  
POSTERIORMENTE SE CORTA  
Y SE LES ASIGNA LA  
LETRA "B".

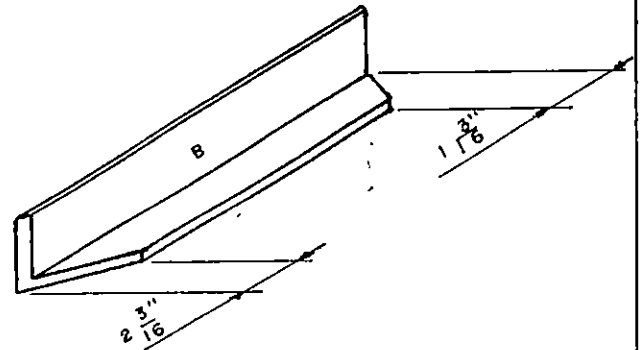


FIG. 66

LAS OTRAS DOS PIEZAS DE  
25 1/4" DE LONGITUD SE  
MARCAN EN UNO DE LOS  
EXTREMOS 1 3/16" Y EN  
EL OTRO 2 3/16"; POS-  
TERIORMENTE SE CORTAN  
EN DIAGONAL AL EXTREMO.  
ASIGNAR A CADA PIEZA LA  
LETRA "C".

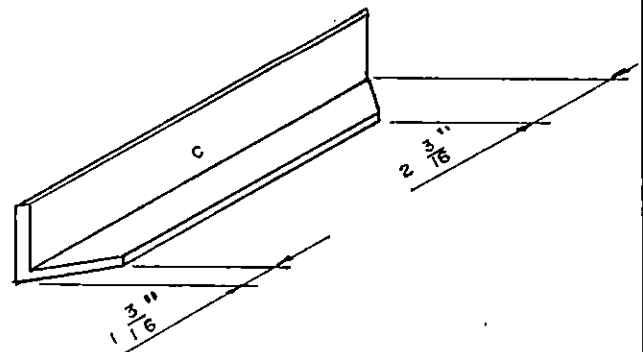


FIG. 67

DOS DE LAS PIEZAS DE  
7  $\frac{7}{8}$ " DE LONGITUD COR-  
TARLAS CON UN MARCO DE  
SIERRA EN LAS POSI-  
CIONES QUE SE MUESTRAN  
EN LA FIGURA.

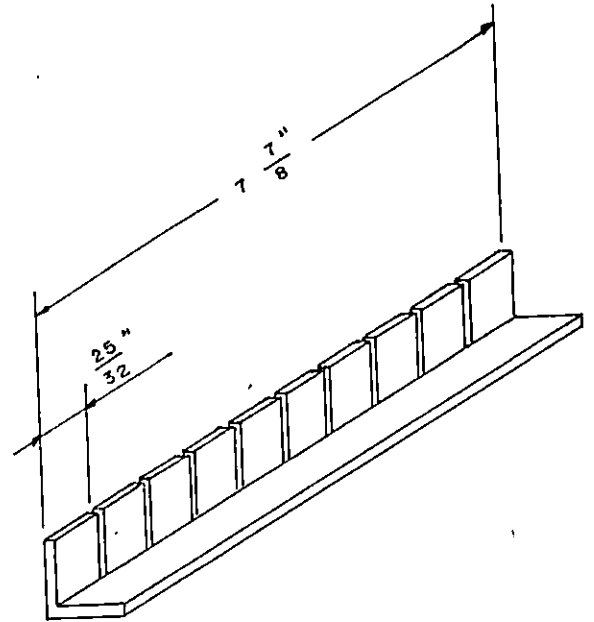


FIG. 68

LAS DOS PIEZAS DE LA  
FIGURA 68 SE DOBLA CON  
EL FIN DE FORMAR UN  
ARCO DE RADIO DE 4  $\frac{3}{4}$ ".  
PARA DOBLAR EL ANGULO,  
AUXILIARSE DE UNA  
PRENSA Y UNA TENAZA.

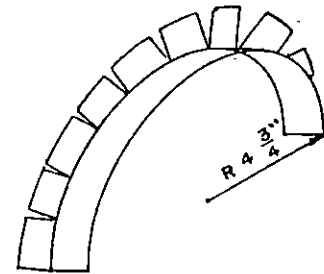


FIG. 69

UNIR LAS PIEZAS A, B Y C  
COMO LO INDICA LA FIG.  
POSTERIORMENTE SE  
SUELDAN LAS PARTES DE  
UNION UTILIZANDO SOL-  
DADURA ELECTRICA Y  
ELECTRODO KD 6013.

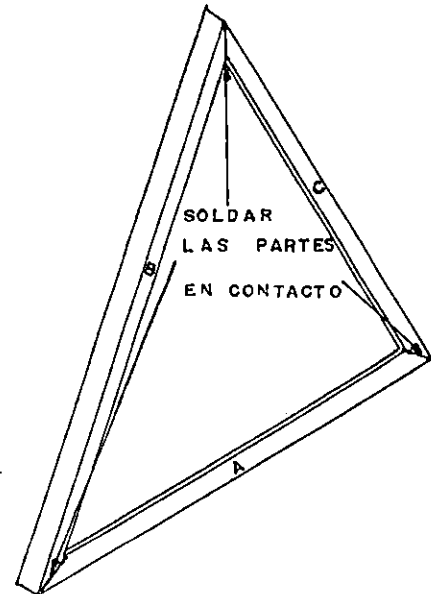


FIG. 70

PERFORAR UN AGUJERO  
CON TALADRO MANUAL,  
UTILIZANDO UNA BROCA  
PARA HIERRO DE DIAMETRO  
 $13/32''$  A UNA DISTANCIA  
DE LA ESQUINA DEL TRIAN-  
GULO DE  $1.5''$  ENTRE LOS  
ANGULOS B - C, COMO SE  
INDICA EN LA FIGURA.

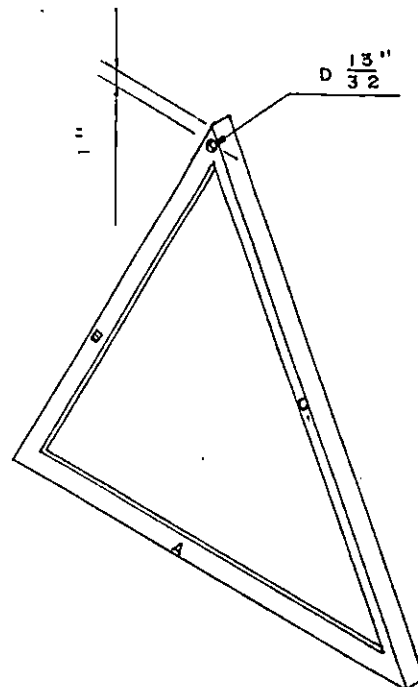


FIG. 71

SOLDAR MEDIANTE SOLDADURA  
ELECTRICA LAS 2 PIEZAS  
DE 4" DE LONG. EN LAS  
PARTES EN CONTACTO, A  
LOS TRIANGULOS COMO SE  
INDICA EN LA FIGURA.

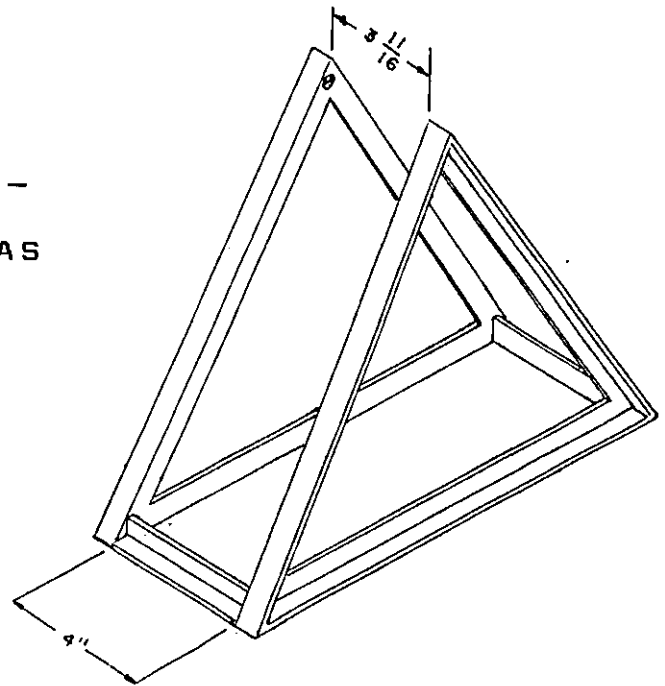


FIG. 72

LAS OTRAS 2 PIEZAS DE  
7 7/8" DE LONG. SE  
SUELDAN EN LAS PARTES EN  
CONTACTO A LOS TRIANGULOS  
EN LA POSICION QUE SE IN-  
DICA EN LA FIGURA.

UTILIZAR SOLDADURA  
"ELECTRICA" Y ELECTRODO  
KD 6013.

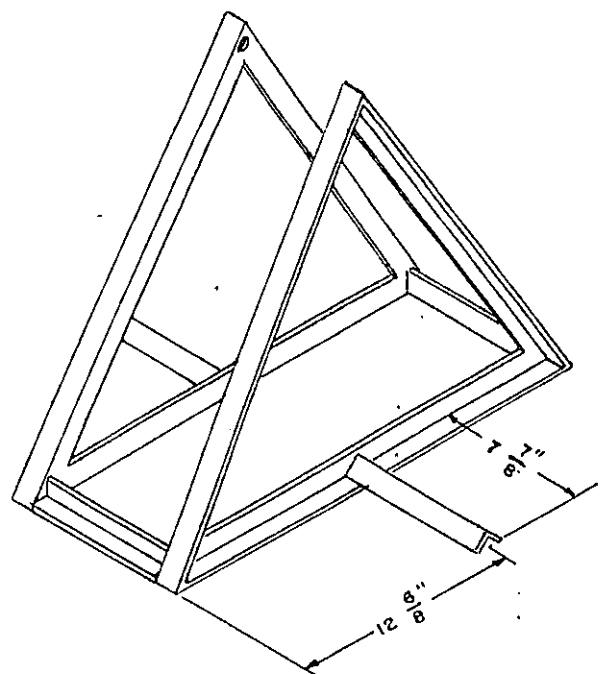


FIG. 73

SOLDAR CON ELECTRODO  
KD 6013 LOS 2 ARCOS FOR-  
MADOS EN LAS FIGURA 69,  
A LOS TRIANGULOS DE LA  
FIG. 73, EN LA POSICION  
QUE SE INDICA.

UNO DE LOS ARCOS SE  
SUELDAN 1/4" MAS ARRIBA  
QUE EL OTRO ARCO.

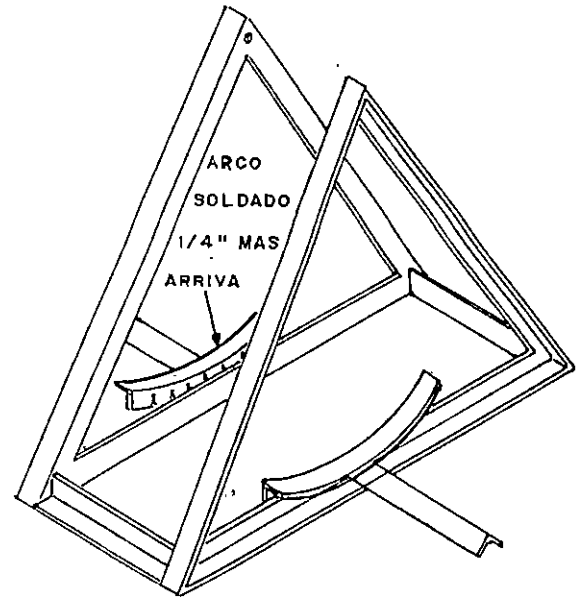


FIG. 74

SOLDAR EL ACUMULADOR  
DE AIRE A LOS ARCOS DE  
LA FIGURA 74 EN PO-  
SICION TAL QUE, EL DRE-  
NAJE QUEDE EN LA PARTE  
MAS BAJA.

ESTE CONJUNTO SE UNE A  
LA TIJERA DELANTERA DE  
LA BICICLETA TAL COMO  
SE MUESTRA EN LA FIG.

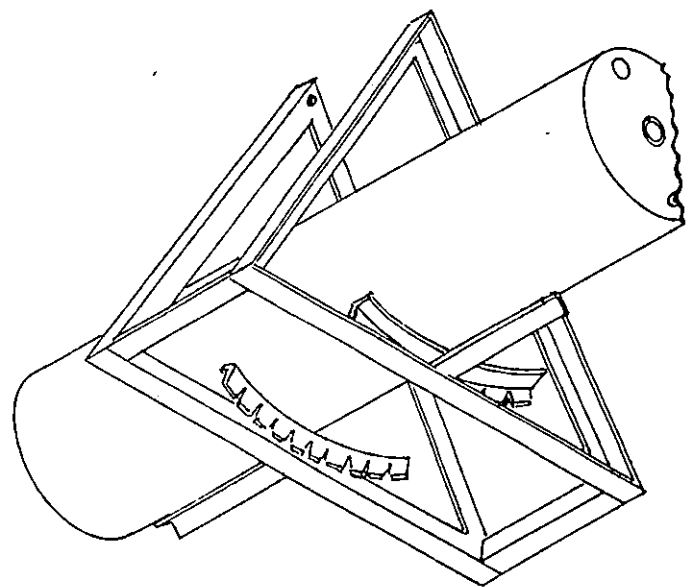


FIG. 75

INSTALACION DE LOS ACCESORIOS  
DEL ACUMULADOR DE AIRE

COLDCAR CINTA TEFLON EN TODAS LAS PARTES ROS-  
CADAS EXTERIORMENTE E INSTALAR COMO  
INDICA LA FIGURA:

- 1- REDUCTOR 1/2" A 1/4"
- 2- MANOMETRO ROSCA FINA 1/4" PRESION MAXIMA  
160 PSIG.
- 3- NIPLA 1/2" ROSCA ORDINARIA.
- 4- VALVULA 1/2"
- 5- NIPLA 1/2"
- 6- CAMISA 1/2"
- 7- REDUCTOR 1/2" A 1/4"
- 8- NIPLA 1/4" ROSCA NPT.
- 9- REGULADOR Y FILTRO DE AIRE.
- 10- NIPLA 1/4"
- 11- CAMPANA 1/4" A 1/8"

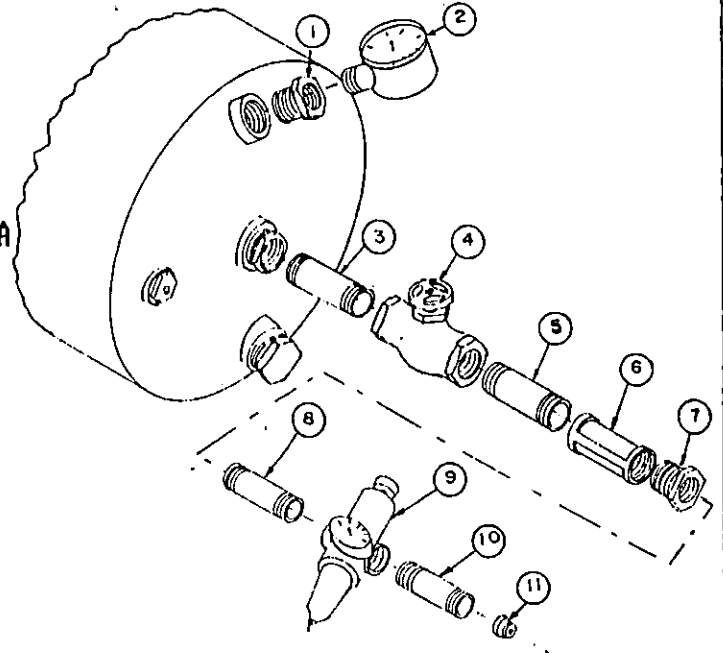


FIG. 76

COLDCAR CINTA TEFLON EN TODAS LAS PARTES ROS-  
CADAS EXTERIORES E INSTALAR COMO SE  
INDICA EN LA FIGURA:

- 12- NIPLA 1/4" ROSCA FINA A ORDINARIA.
- 13- CAMISA 1/4"
- 14- VALVULA DE SEGURIDAD 150 PSIG.
- 15- VALVULA DE DRENAJE.
- 16- NIPLA 1/2"
- 17- CAMISA 1/2"
- 18- VALVULA CHECK.

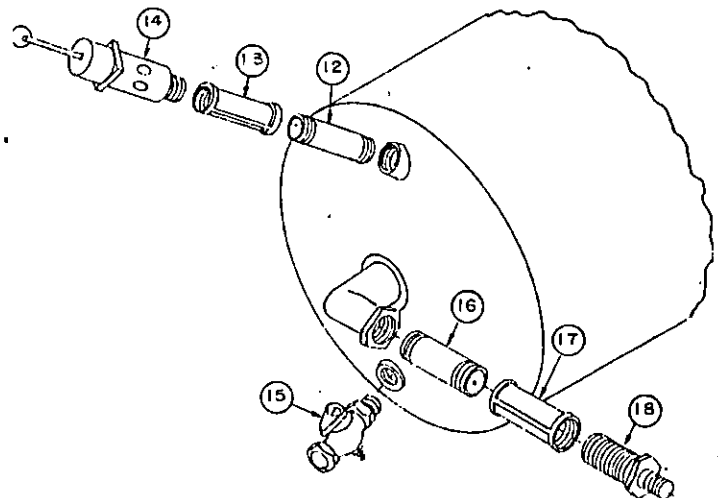


FIG. 77



OPERACIONES REALIZADAS PARA ACOPLAR EL  
ACUMULADOR Y EL COMPRESOR

UTILIZANDO UN ABOCI-  
NADOR, ABOCINAR UN EX-  
TREMOS DE LA TUBERIA DE  
COBRE DE 1/2" DE DIA-  
METRO Y 15" DE LONGITUD.  
LUEGO COLOCAR 1 TUERCA  
COMO SE INDICA EN LA  
FIGURA, Y EN EL OTRO  
EXTREMO DE LA TUBERIA  
COLOCAR UNA TUERCA Y  
UNA BALONA A 1/2" DEL  
EXTREMO.

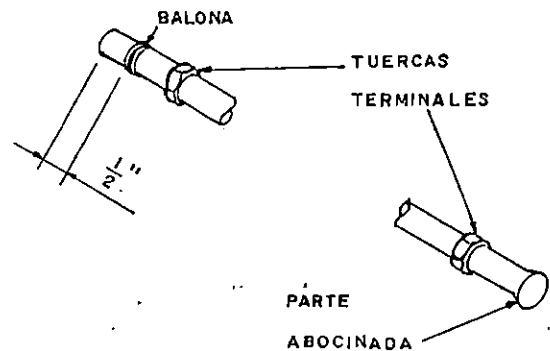


FIG. 78

LA PARTE ABOCINADA DE  
LA TUBERIA, ACOPLARLA A  
LA VALVULA DE DESCARGA  
DEL COMPRESOR Y FIJARLA  
MEDIANTE LA TUERCA. EL  
OTRO EXTREMO ACOPLARLO  
EN LA VALVULA CHECK.

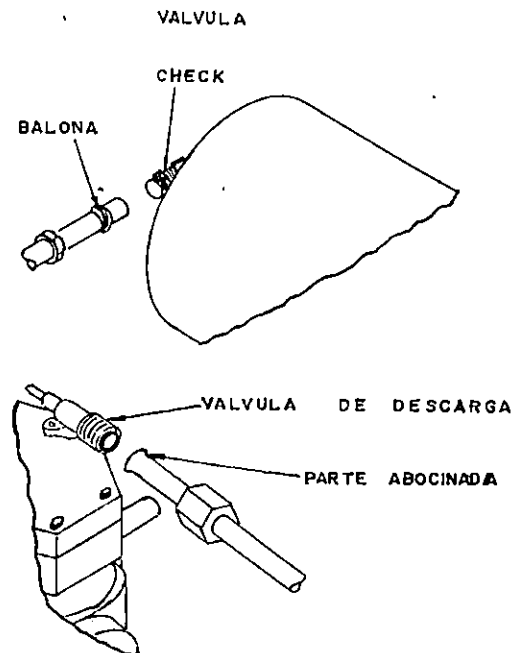


FIG. 79

## OPERACIONES EN LA CADENA DE LA BICICLETA

DESMONTAR UN ESLABON DE LA CADENA. PARA ESTA OPERACION SE NECESITA QUITAR UN PIN DEL ESLABON UTILIZANDO MARTILLO Y PUNZON.

LA FIGURA INDICA EL DESACOPLE DE LA CADENA.

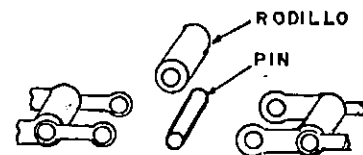


FIG. 80

ACOPLAR 12" DE CADENA; PARA ELLO SE NECESITA UN CANDADO PARA CADENA DE BICICLETA SEMI-CARRERA O UTILIZANDO EL MISMO PIN DESMONTADO EN LA FIGURA 80.

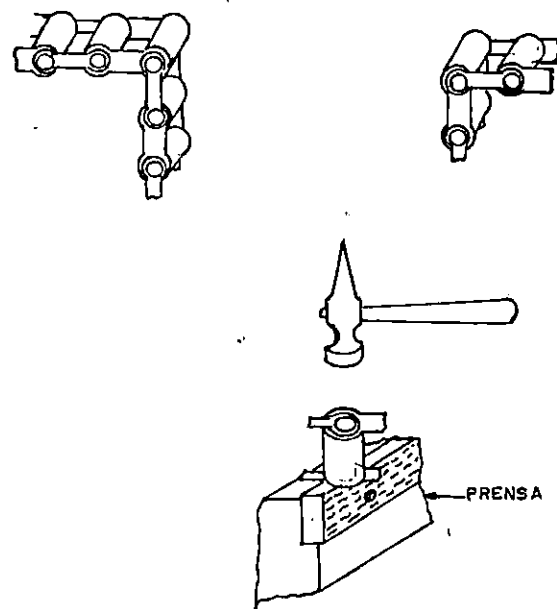


FIG. 81

#### 4.2.0 GUIA PARA LA INSTALACION OPERACION Y MANTENIMIENTO

En esta sección se dan recomendaciones para evitar el deterioro del equipo, así como también para un mejor funcionamiento y se proveerá de un listado mínimo de herramientas con el fin de minimizar el tiempo de instalación.

#### 4.2.1 HERRAMIENTAS MINIMAS PARA LA INSTALACION

- Desarmador plano
- Llave fija 5/16 Pulg
- Llave fija mixta 9/16 Pulg.
- Llave fija mixta 1/2 Pulg.
- Cubo 15/32 Pulg.
- Cubo 19/32 Pulg.
- Palanca y extensión para cubo 19/32
- Llave mixta 7/8 Pulg.
- Llave mixta 15/16 Pulg.
- Llave mixta 3/4 Pulg.
- Llave mixta 11/16 Pulg.
- Llave Stilson
- Llave Ajustable 8 pulg.
- Desarmador Philips
- Juego Tenazas

#### OTROS MATERIALES PARA LA INSTALACION

- |                |          |
|----------------|----------|
| - Cinta Teflón | - Grasa  |
| - Jabón y Agua | - Aceite |
| - Franela      |          |

#### 4.2.2 RECOMENDACIONES PARA LA INSTALACION

Una vez que se tengan todos los accesorios, componentes limpios y se esté seguro que estos estén funcionando correctamente, se procederá a integrar todo el equipo en el siguiente orden:

##### 4.2.2.1 CLASIFICACION DE COMPONENTES

	Componente #
Soporte del volante y del compresor	1
Soporte delantero, acumulador y sus Accesorios	2
Chasis, Pedales y Catarinas	3
Volante, Piñones y Polea	4
Compresor	5
Cadena	6
Tubería	7
Faja	8
Brazo de sosten	9

##### 4.2.2.2 PROCESO DE ENSAMBLE

- a) Montar 8 en 4
- b) En 1 acoplar 4 sin dar el aprete final
- c) Montar 5 en 1, 8 en 5, luego con el tornillo de ajuste darle la tensión a la faja y asegurarlo con su contra tuerca y posteriormente darles el apriete a los tornillos de sujeción del compresor.

- d) Acoplar 3 en 4 ( 4 ya está instalado en 1)
- e) Acoplar 9 en 3 y 1, luego darle el aprete a sus pernos.
- f) Darle el aprete final a las tuercas del eje de 4
- g) Montar 3 en 2 y darle el aprete a los pernos de sujeción.
- h) Ensamblar 6 en 3 y 4, utilizando el candado de 6
- i) Colocar 7 en 5 y 2 agregando cinta teflón en sus conectores

#### 4.2.3 RECOMENDACIONES PARA SU TRANSPORTE

Siempre que se traslade el equipo, tendrá que desensamblarse y colocar sus distintos elementos en lugares seguros para evitar deterioros que perjudicarán el buen funcionamiento.

Algunas recomendaciones podrían ser las siguientes:

- Colocar los manómetros envueltos en cajas.
- Debido a que el eje sobresale del volante, se dificulta colocarlo horizontalmente, por lo que se recomienda trasladarlo sobre una llantá, evitando así el deterioro del eje y de los rodamientos.
- El traslado del compresor deberá ser en forma tal, que la succión y descarga esté hacia arriba para evitar la evacuación de aceite.

#### 4.2.4 RECOMENDACIONES PARA MANEJO Y OPERACION

Antes de poner a operar el compresor, es de hacer notar que la máxima presión que se debe alcanzar en el acumulador de aire es de 150 Psig y no debe sobrepasarse por ninguna razón, ya que el diseño del mismo no permite una presión mayor. Como medida de seguridad, el acumulador del aire posee una válvula de seguridad que descarga la presión en las proximidades de 150 Psig.

Para poder operar con el compresor, se necesita que éste almacene aire a una presión por arriba de la requerida en la descarga. Para este requisito será ideal mantener la presión oscilando entre 80 y 120 Psig.

La razón de la recomendación de los límites de 80 y 120 Psig, se fundamenta en que 80 Psig es una presión que duplica el máximo requerimiento de aplicación en sistemas Odontológicos y llevar a 120 Psig no representa grandes problemas para los pedalistas, sin embargo, incrementar de 120 a 150 Psig resulta para el pedalista muy difícil aumentar la presión, debido a que la contrapresión en la válvula Check se hace sentir en los pistones y cilindros. Un riesgo al cual se expone el pedalista es que en las proximidades de 150 Psig, la válvula de seguridad descargue y deje la presión a unos 90 Psig, perdiéndose parte del trabajo realizado.

La operación del compresor se realizará con mayor eficacia, si se aumenta primero la presión hasta 120 Psig con la válvula de descarga cerrada antes de ser utilizado el

compresor, ya sea con un solo pedalista trabajando por un período más largo, si se tuviesen más pedalistas.

Cuando el compresor se encuentre en uso, de preferencia se recomiendan 3 o 4 turnos para mantener los límites ya recomendados.

#### 4.2.5 MANTENIMIENTO

Para prolongar la vida de una máquina, es determinante el mantenimiento periódico, de tal forma que se anticipe a las causas que dan origen a las fallas en los diferentes dispositivos mecánicos..

Ningún plan de mantenimiento preventivo anulará todas las posibles fallas, pero sí es posible retroalimentar un plan de mantenimiento para minimizar dichas fallas.

En esta guía se presenta una propuesta inicial de plan de mantenimiento el cual podrá ser reajustado para cada caso específico de condiciones de trabajo y medio ambiente en el cual funcione el equipo; dicho reajuste se realiza mediante la observación y una prueba que indique el normal funcionamiento del equipo. Las observaciones y pruebas dará la pauta para incrementar o reducir los períodos propuestos.

La propuesta inicial se basa fundamentalmente en entrevistas con personas que de una u otra forma, están en contacto diario con el mantenimiento de compresores y bicicletas.

Por supuesto de que la información recabada solo es una aproximación, ya que el cabezal del compresor y el sistema de

transmisión de la bicicleta están sometidos a condiciones de trabajo relativamente diferentes. es decir, el cabezal está impulsado generalmente por un motor Eléctrico y la bicicleta es utilizada como medio de transporte, y no en forma estacionaria. Por tanto la información que se presenta es una buena aproximación a nuestra aplicación. Esta guía se divide en cuatro partes, tres de ellas responden a la función que los elementos ejercen en el equipo como conjunto y la cuarta parte una prueba de control.

#### 4.2.5.1 MANTENIMIENTO DE LA TRANSMISION

El mantenimiento parte del equipo lleva implícito la observación de los siguientes elementos: Ejes y rodamientos tanto del volante como de los pedales, cadena y juego de ruedas catarinas, ambos cables de cambio de relación de velocidades, chasis, faja, pasadores y pedales.

- Ejes: Limpieza y Linealidad.

Dicho chequeo se debe realizar una vez cada 4 meses o cada 480 horas de trabajo, desmontando y limpiando con una franela los elementos en busca de desgaste, abolladuras o rayaduras, especialmente en el lugar donde se encuentran los rodamientos y apoyos, tanto del chasis como del triangulo de soporte, (en el caso del eje del volante). y donde se encuentra el pasador y los rodamientos en el eje de pedales. Luego, ambos ejes se hacen rodar lentamente con la mano sobre una superficie perfectamente plana, de tal forma que pueda percibirse



cualquier deformación de pandeo causada por flexión. Como el eje de los pedales es el único elemento que está sometido a torsión, antes del desmontaje será necesario verificar que los pedales están alineados, de lo contrario pueda haber deformación en él o en los pasadores. Si fuese así, será necesario reemplazar el elemento dañado.

-Rodamientos: Limpieza, Revisión y Lubricación.

Esta revisión debe realizarse una vez cada 4 meses ó 480 horas de trabajo. Desmontando y limpiando con gasolina ó Kerosen y una franela, engrasando inmediatamente para evitar oxidación tanto en los aros externos e internos.

Posteriormente, revisar mediante la inspección visual y/o al tacto el desgaste en los elementos antes mencionados y posibles deformaciones en los retenedores de bolas.

Se puede usar cualquier tipo de grasa ya que no existe exceso de elevación de temperatura, puesto que las velocidades que alcanzan en ambos rodamientos no son muy elevados.

Se debe tener muy presente que si el ambiente es contaminante de polvo u otro tipo de impureza, mezclado con la grasa, se convierte en un abrasivo y por ello habrá que reemplazar por otra.

-Cadena y juego de ruedas catarinas :  
Limpieza y Lubricación

Esta limpieza y lubricación debe realizarse cada 2 meses o 240 horas de trabajo, limpiando y removiendo toda costra, polvo u

otro tipo de contaminante, con una brocha y kerosen, tanto en las ruedas catarinas delanteras y traseras como en la cadena, lubricando con aceite de preferencia de alta viscosidad, ya que uno de baja viscosidad escurriría con facilidad cuando el mecanismo esté en funcionamiento.

-Cable de cambio de velocidades : Lubricacion y Reemplazo

Los cables deben cambiarse cada 6 meses o cada 720 horas de trabajo y en su instalación se aplicará una película delgada de aceite, específicamente en los lugares donde el cable hace contacto con elementos para desviar su dirección o cuando entra o sale de sus fundas. se debe tener cuidado al ajustar los cables en los mecanismos de sujeción de que no queden flojos dando lugar a deslizamiento y perdidas el ajuste del mecanismo de cambio de velocidades.

-Chasis: Revisión y Reparación

El chasis debe ser revisado una vez al año o cada 1440 horas, buscando agujeros o rajaduras; para lo cual se aplicará soldadura, preferiblemente con bronce como material de aporte, cuando el chasis sea de material ferroso (hierro).

-Faja: Revisión y Reemplazo

La revisión de la faja consiste en verificar la tensión y buscar rajaduras en la misma. Esta operación debe realizarse cada mes o cada 120 horas de trabajo. La tensión se corrige aflojando el cabezal del compresor de su base por medio de cuatro tornillos y luego empujando con el tornillo de ajuste

el cuerpo del compresor, haciendolo deslizar sobre su base. Los tornillos deslizarán entre los ojos chinos que estan perforados en la misma. Cuando la faja haya adquirido una tensión tal que sin mucho esfuerzo deflechte en su parte media 1/4 de Pulg.. Luego se apretaran los cuatro tornillos.

Si la faja está agrietada será necesario reemplazarla por una nueva.

#### Pasadores y Pedales: Revisión y Reemplazo

Estos elementos serán revisados una vez al año ó cada 1440 horas de trabajo, en búsqueda de deformación en el pasador y en las roscas de los pedales (tanto en el macho del pedal como en la rosca hembra de su brazo). Si existe deformación será necesario reemplazar la pieza para evitar que estropee otra en su movimiento relativo ya que la rigidez del conjunto se pierde.

#### 4.2.5.2 MANTENIMIENTO DEL COMPRESOR

El lugar en donde se coloque el equipo tendrá que ser limpio y ventilado, evitando con esto inhalar sustancias perjudiciales y hasta peligrosas para el funcionamiento.

#### -Filtro: Revisión, Limpieza y Reemplazo

El equipo dispone de un filtro en la succión para proteger en alguna medida de sustancias perjudiciales. Este deberá ser limpiado con gasolina y luego secado con aire a presión una vez al mes o cada 120 horas de trabajo y debe ser cambiado

una vez al año o 1440 horas de trabajo. La frecuencia de limpieza y reemplazo deberá modificarse si las condiciones de trabajo lo ameritan.

-Aceite de Lubricación : Revisión y Cambio.

El nivel de aceite es fundamental en la vida del compresor, por tal razón deberá revisarse periódicamente antes de cada día de trabajo. Si el nivel de éste está bajo, deberá suministrarse hasta llegar al nivel óptimo. El aceite que se le suministre deberá tener la misma viscosidad del que se tiene en el compresor, de no ser así podría estropearse.

El cambio de aceite del compresor se deberá realizar por lo menos cada seis meses como mínimo. Mediante la revisión periódica del nivel, se podrá observar si el aceite no ha perdido cualidades como el color y viscosidad. Si estas se han modificado deberá cambiarse con más o menos periodicidad según las condiciones de trabajo.

-Válvulas : Limpieza y Revisión.

Cada vez que se revisen y limpien las válvulas de succión y descarga, se verificará que estén bien instaladas; pues, de lo contrario, ocurrirá una disminución en la capacidad del compresor.

Esta revisión y limpieza se realizará cada 4 meses o 480 horas de trabajo.

## OPERACION DE REACONDICIONAMIENTO DEL COMPRESOR

- 1- Desmontar la tubería de descarga, limpiarla y cubrirla con cinta para evitar impurezas dentro de ella.
  - 2- Desmontar la cabeza de los cilindros.
  - 3- Examinar el funcionamiento de las válvulas, así como también que estén libres de impurezas.
  - 4- Desmontar las válvulas y limpiarlas. Si estuvieren defecuosas repararlas si es posible, de lo contrario se reemplazarán por otras, luego protegerlas contra la mugre y la humedad.
  - 5- Inspeccionar el interior del cilindro y revisar si no existen rayaduras.
  - 6- Verificar si existen holguras en los extremos de los pistones.
  - 7- Comprobar si la biela tiene desviación.
  - 8- Comprobar si hay deterioro en las empaquetaduras.
- Si las operaciones 5, 6 y 7 son afirmativas reemplazar el compresor por otro.

## 4.2.5.3 MANTENIMIENTO DEL ACUMULADOR DE AIRE

En esta sección se detallará el mantenimiento al acumulador así como también los diferentes accesorios que estan relacionados con el mismo.

-Tubería de descarga: Montaje y revisión

Poveer de cinta teflón los conectores de la tubería y

luego verificar que no existan fugas, aplicándole agua con jabón. Si aparecen burbujas habrá que desmontar de nuevo y repetir la operación de montaje. Esta revisión debe realizarse una vez al mes o cada 120 horas de trabajo.

-Válvula Check: Montaje y Revisión.

Para el montaje de ésta, se deberá proveer de cinta teflón a los conectores. Se deberá revisar su buen funcionamiento cada mes o 120 horas de trabajo. La verificación de su buen funcionamiento se hace después de cargar el acumulador de aire, desmontando la tubería de descarga y verificando luego si no existe retorno de aire desde el acumulador. El indicador de lo anterior es el manómetro que deberá reducir la lectura de presión. Esta verificación se realizará cada 3 meses o 360 horas de trabajo.

-Válvula de Seguridad : Instalación, Revisión  
y Reemplazo.

Se deberá de proveer de cinta teflón al instalar y revisar su buen funcionamiento. Cada día de trabajo deberá purgarse manualmente, para asegurarnos que la válvula no se pegue, además una vez cada 6 meses o 720 horas de trabajo, verificar si la válvula descarga a 150 Psig. Si la válvula no descargó en la proximidad inferior, habrá que reemplazarla.

-Manómetro: Intalación y Revisión

Se deberá de proveer de cinta teflón al instalarlo. La revisión de estos elementos se puede verificar calibrando la descarga por ejemplo a 40 Psig, y cuando el acumulador tenga 40 Psig, se observará que los dos manómetros disminuirán simultáneamente, indicando las mismas presiones; esta operación se realizará una vez cada 6 meses o 720 horas de trabajo.

-Acumulador de Aire : Drenaje y Precaución

Deberá drenarse después de cada día de trabajo y no deberá sobrepasarse las 150 Psig de presión en él.

-Filtro y Regulador de Presión :  
Instalación y Mantenimiento

Los conectores deberán proveerse de cinta teflón y además deberá de drenarse después de cada día de trabajo, y al filtro deberá dársele el mismo tratamiento que al filtro de la succión.

#### 4.2.5.4 PRUEBA DE NORMAL FUNCIONAMIENTO

Esta prueba debe realizarse cada 4 meses ó 480 horas de trabajo y pretende verificar que la capacidad del compresor no se ha reducido.

La prueba consiste en elevar la presión en el acumulador de aire a partir de cero Psig hasta la presión que indique el manómetro en 20 minutos; tomando estricto control en las

condiciones de esta prueba:

- 1- Válvula de descarga cerrada
- 2- Relación de velocidad en las ruedas catarinas 2 y 3
- 3- El ritmo de pedaleo debe ser de 50 RPM  
aproximadamente

Si la presión lograda al final de los 20 minutos es menor a 75 Psig esto indicará que la capacidad del compresor se ha reducido a un nivel inferior al normal funcionamiento; debido a esto, será necesario investigar el motivo de dicha reducción de capacidad, llevando el siguiente orden, sobre las posibles causas.

- 1- Verificar que no existan fugas de aire en ningún empalme de todos los accesorios, asimismo como en los conectores de la tubería, de lo contrario repetir el montaje.
- 2- Verificar el buen funcionamiento del filtro en la succión, demostrándolo y soplando el filtro en la dirección del flujo para revisar cualquier obstrucción y buscar visualmente cualquier tipo de suciedad. Si cualquiera de las dos opciones fuese positiva o ambas, proceder a limpiar el filtro. Si después de la limpieza no quedace a satisfacción, será preferible cambiara el filtro.
- 3- Desmontar la válvula y limpiarlas con gasolina, fijandose muy bien la manera en que se encuentran



armadas para que en el momento del montaje, queden tal como se encontraron.

Es necesario revisar también los empaques de las válvulas, verificando que no se encuentren rotos o excesivamente endurecidos como para no ser estancas; si fuese así es necesario cambiarlas.

Luego de concluir cada uno de los pasos anteriores repetir la prueba descrita. Si luego de realizarla posteriormente al tercer paso, persiste la deficiencia en la capacidad, será necesario completar el reacondicionamiento descrito en el apartado 4.2.5.2.1. porque podría ser necesario reemplazar la unidad de compresión.

Esta prueba será la pauta para reajustar el plan de mantenimiento propuesto, aumentando o reduciendo algunos de los periodos prefijados en un 5 a 10 % según sea el caso.

El parámetro para pensar en prolongar algún período de mantenimiento, es el aspecto económico, media vez y cuando el nuevo período prolongado no dé lugar a ninguna falla. De preferencia, el incremento de tiempo que no exceda al 5 % del tiempo original.

Existe la posibilidad de que la capacidad se reduzca por un mal funcionamiento en los rodamientos; para descartar esta posibilidad, en el momento en que las válvulas están desmontadas, se accionará el sistema de transmisión. Este aumentará la velocidad del volante con gran facilidad y este girará por un largo período de tiempo demostrando así que los rodamientos están funcionando correctamente. Aprovechando esta

última prueba, si se desconoce el nivel de aceite o la cantidad óptima, se recomienda realizar el siguiente procedimiento:

Deberá limpiar antes de la misma los pistones y cilindros de aceite que puedan tener, y al concluir la prueba debe de pasar entre cilindro y pistón una mínima cantidad de aceite. Si el aceite que pasa inunda el espacio muerto posiblemente el aceite provoca un mal funcionamiento de las válvulas. Se sacarán pequeñas cantidades de aceite del carter del compresor y se repetirá la prueba hasta que el espacio muerto no se inunde. Existen un par de depósitos del cuerpo del compresor para alojar el condensado y el exceso de aceite, estos deberán estar vacíos y limpios.

Mucho cuidado con esta operación, ya que si la ologura entre cilindro y pistón es excesiva, este será el motivo de inundar el espacio muerto y válvulas, así es que antes de esta prueba se habrá realizado el reacondicionamiento del compresor.

## C A P I T U L O 5

### 5.0 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

En esta sección se pone en evidencia que la construcción del compresor de baja capacidad de usos diversos a través de la adecuación tecnológica es una alternativa viable para la solución de problemas en zonas remotas como en las sub-urbanas en las cuales se demande aire a presión.

#### 5.1.0 CONCLUSIONES

El presente trabajo permite concluir lo siguiente:

- 1.- La factibilidad técnica queda plasmada con la finalización de la construcción del prototipo y del resultado positivo de las pruebas.
- 2.- La factibilidad económica se plasma con la comparación del costo del prototipo, con un sistema generador-compresor.
- 3.- Los gastos de mantenimiento son mínimos y el equipo es de fácil operación y transporte.
- 4.- Su accionamiento por pedales evita el empleo de energéticos convencionales, ahorrando divisas al país y reduciendo los costos del bien ó servicio producido.
- 5.- A pesar de ser una opción viable, existe la limitante y dependencia de personas para su operación.
- 6.- Es una alternativa que contribuye a la solución de problemas en donde se necesita aire comprimido y no existe suministro de energía eléctrica.

## 5.2.0 RECOMENDACIONES

Con base en las conclusiones se recomienda:

- 1.- Difundir en los sectores informales e instituciones de servicio, este tipo de dispositivo.
- 2.- No anteponer el aspecto económico, si este va en detrimento del diseño de construcción.

El diseño del prototipo de compresor se puede mejorar, pero probablemente implique un mayor grado de dificultad en su construcción, así como también la elevación del costo.

Por lo anterior se mencionan algunas recomendaciones.

- 1.- la posición del acumulador de aire podría estar ubicado en forma vertical, mejorándose el drenado y la visualización de los manómetros.
- 2.- La tubería de cobre puede ser sustituida por una manguera flexible (para alta presión), eliminándose las vibraciones.
- 3.- Utilizar tecnologías alternativas y sencillas para minimizar los costos.

En base a su operación se recomienda:

- a.) Definir los niveles de presión de operación, que se necesita para las diferentes aplicaciones.
- b.) Que para un buen desempeño de la operación, se empleen un mínimo de dos personas. Uno encargado de los controles de operación y el otro como fuerza motriz.
- c.) Si la aplicación demanda un trabajo continuo es preferible disponer de varias personas, para los turnos de pedaleo.

A N E X O S

## ANEXO A-1

## ACERO AISI 4140

El acero AISI 4140 se entrega en bonificado americano (tough-harneded), es acero de construcción de maquinaria universal, con elevada resistencia a la atracción o se suministra bonificado (temple tenáz) por lo que no requiere un tratamiento técnico posterior.

## CARACTERISTICAS

- Excelente resistencia a la atracción
- No requiere tratamiento térmico adicional en algunas de sus aplicaciones debido a su bonificación (temple tenáz)
- Es temple por inducción y flama
- Es soldable debiendo tomar ciertas precauciones
- Universalmente aplicado en construcción de maquinaria

## TIPO APROXIMADO DE ALEACION

Carbono (C) --> 0.42

Cromo (CR) --> 1.10

Molibdemo (Mo) --> 0.20

## PROPIEDADES MECANICAS

Resistencia a la atracción = 148 kpsi

Límite de fluencia 95 ksi

Dureza en estado de entrega 190 - 210 BHN BRINEL

Máxima dureza alcanzada con temple 56 - 60 RC ROCWEL C

**APLICACIONES:**

El acero AISI 4140 es utilizable hasta temperatura de 450°C sin perder su bonificación, lo que permite un amplio margen de seguridad, ya que su bonificado reduce la austenita residual haciendo más tenáz en función de una dureza suave.

**SU APLICACION:**

- Ejes sometidos a esfuerzos no muy elevados
- Engranajes
- Pernos, tuercas, émbolos, etc.
- Masa para trapiche
- Columnas, espigas, bastidores de troquelera

## ANEXO A - 2

KD 46      MARCADO RECUBRIMIENTO: KD 46-E 6013

## NORMAS

UNE 14003-1aR:E 51 1 R 121

BS 639:E 51 21 R 12

DIN 1913: E 51 21 R(C)3

AWS/ASME 5.1: E 6013

NF A 81-309:E 51 2/1 R 12

## APLICACION.PROPIEDADES

Electrodo universal de gran facilidad de manejo, apto para juntas mal preparadas o mal separadas. Apto para toda clase de construcciones y reparaciones (chapa fina , calderería, estructuras metálicas, etc)

## INDICADO PARA LOS ACEROS SIGUIENTES

Aceros hasta 50 Kg/mm<sup>2</sup>; F-111; F 221; St 37; St 42; St 45; St 45.4; A,B; G-38; G-45.

## ANALISIS DEL METAL DEPOSITADO (%)

C= 0.08 Máx.; Si= 0.30-0.40 Mn =0.45-0.55;P,<0.03;S<0.03

## VALORES MECANICOS DEL METAL DEPOSITADO

Resistencia = 53-55 Kg/mm<sup>2</sup>      Alargamiento (5 x d) =26-30 %

Límite Elástico = 43-46 Kg/mm<sup>2</sup>      Resiliencia Charpy V:

a + 20°C= 10-12 Kgm/cm<sup>2</sup>

CORRIENTE DE SOLDADURA:      Alterna y continua (-)



## Intensidad de corriente

∅ 1,5 mm	15-55 A.	∅ 4 x 350mm.	140-190 A.
∅ 2 mm	50-60 A.	∅ 4 x 450mm.	150-200 A.
∅ 2,5 mm	70-90 A.	∅ 5 mm	180-240 A.
∅ 3,25 x 350 mm	90-125 A.	∅ 6 mm	220-280 A.
∅ 3,25 x 450 mm	100-135 A.		

POSICIONES DE SOLDADURA: Todas las posiciones.

T  
P L A N O S

## REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- 1 - P. CHAMBADAL  
"LOS COMPRESORES"  
Editorial. Labor, S. A.  
Primera Edición 1973
  
- 2 - NEUMATICA BASICA  
"T P C TRAINING SYSTEMS"  
Impreso en Estados de Norte América
  
- 3 - RICHARD W. GREENE  
"COMPRESORES SELECCION, USO Y MANTENIMIENTO"  
McGraw - Hill  
Impreso en Mayo 1989
  
- 4 - JOSE MASANA TARDA  
"VENTILADORES Y TURBOCOMPRESORES"  
Marcombo, S. A. - Editorial Técnica.
  
- 5 - C P A S  
"DOCUMENTO CENTRO COORDINACION DE PROGRAMAS  
ALTERNATIVAS DE SALUD"
  
- 6 - WHITT, F.R.  
"BICYCLING SCIENCE"  
The Mit Press. London, 1982.

7 - OBERT EDWARD I

"ELEMENTOS DE TERMODINAMICA Y  
TRANSFENECIA DE CALOR"

8 - VAN WYLEN GORDON I

"FUNDAMENTOS DE TERMODINAMICA"  
Editorial Limusa, 1977

9 - SPOTTS, MF

"PROYECTO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS"  
Editorial Reverte, S. A.

10 - BAUMEISTER, T.

"MARK'S STANDARD HANDBOOK FOR MECHANICAL  
ENGINEERS"  
Eight Edición 1979 McGraw- Hill.

11 - JUVINAL.

"STRESS, STRAIN AND STRENGTH"  
McGraw- Hill, U.S.A.

12 - SHIGLEY J.E.

"DISEÑO EN INGENIERÍA MECANICA"  
McGraw- Hill (Quinta Edición)

13 - MANUAL DE NEUMATICA

"POKORNY, FRANCFORT."

14 - MANUAL DE RECIPIENTES A PRESION

"EUGENE F. MEGYESY."

Limusa Noriega

Primera Edición: 1989

15 - GREENE R.

"COMPRESORES SELECCION, USO Y MANTENIMIENTO"

McGraw- Hill

16 - HECTOR DE HERNANDEZ FLORES

"DISEÑO DE CONCRETO REFORZADO"

17 - MAX HUMBERTO ARRIAZA G.

"NUEVO MANUAL DEL CONSTRUCTOR"

18 - JORGE A. GRANADINO

"INTRODUCCION A LA NEUMATICA"

19 - INSTITUTO MEXICANO DEL CEMENTO Y DEL CONCRETO A.C.

"DISEÑO DE ESTRUCTURAS DE CONCRETO CON FORME  
AL REGLAMENTO A.C.I. 318-83"