

# Universidad Nacional de Ingeniería

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



## “ Optimización en el Suministro de Aire Comprimido en el Area de Mantenimiento de una Unidad Minera ”

**T E S I S**

PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE:

**INGENIERO MECANICO**

**GERMAN CORONADO FLORES**

PROMOCION: 1984 - 1

**LIMA • PERU • 1989**

## PROLOGO

Es un gran placer presentar este proyecto como culminación de la carrera universitaria, en el que he tenido la oportunidad de plasmar la relación existente entre la teoría de los estudios de Ingeniería y la aplicación práctica de éstos, en la solución de un problema real en la industria nacional.

Particularmente este proyecto, es un estudio de un problema de distribución de aire comprimido en los talleres de fabricación y mantenimiento de equipos livianos en la central minera de Cuajone, que pertenece a la Empresa Southern Cooper Corporation, ubicado en el departamento de Tacna.

Actualmente en los talleres mencionados de esta Empresa se tiene en funcionamiento 4 compresores con capacidades de 150, 150, 160 y 250 pies<sup>3</sup>/min. de generación de aire comprimido, distribuidos 3 en el taller de equipo liviano y 1 en el taller de fabricación; que por su estado de obsolescencia, su baja capacidad de generación de aire comprimido y sus ubicaciones poco estratégicas, no cubren

los requerimientos de aire de estos talleres, no permitiendo en muchos casos el uso de algunas herramientas neumáticas muy importantes, o el uso simultáneo de otras.

En previsión a este problema la Empresa adquirió en 1,986 un compresor a tornillo de 750 pies<sup>3</sup>/min., tipo ATLAS COPCO GA-1207, de la firma CHICAGO PNEUMATIC, equipado con un motor DIESEL que lo accionaría en forma directa y para ser instalado estacionariamente.

Sin embargo haciendo una evaluación del costo de operación y mantenimiento resulta ser alto respecto al de un motor eléctrico equivalente, ya que el costo de combustible diésel N<sup>o</sup>2 y lubricante requerido, es mucho mayor que el costo de energía consumido.

Después de un análisis detallado en torno ha este problema, se decide sustituir el motor diésel por un motor eléctrico equivalente, para instalar el equipo motor compresor en un punto estratégico y evitar pérdidas en tuberías y accesorios. Seguidamente se realiza el cálculo y distribución del sistema de tuberías, optimizando de esta manera el suministro de aire comprimido en los dos talleres.

Para el desarrollo ordenado de este proyecto en los dos primeros capítulos se plantea alternativas de solución del problema, estudios teóricos acerca de los tipos de compresores, del aire atmosférico y la capacidad de requerimiento de aire.

En los dos siguientes capítulos se hace la selección del compresor apropiado, el motor de accionamiento, las instalaciones de tuberías y tanques reservorios de aire comprimido, con su justificación y diseño respectivo.

En el capítulo 5 se hace las especificaciones de montaje del sistema en conjunto, motor-compresor, tanques y tuberías, detallados en los planos respectivos incluidos en la parte final del proyecto. Incluyéndose a la vez en este capítulo un cronograma general de ejecución de obra y prescripciones de mantenimiento del sistema.

En el último capítulo, se hace un análisis de costos de materiales y equipos, mano de obra y gastos generales, obteniéndose la inversión neta de este proyecto. Se incluye también una evaluación de costos de operación y mantenimiento del equipo en proyecto y del equipo actual.

Estos costos han sido evaluados a agosto de 1988, con los que se han obtenido los resultados correspondientes para la justificación económica de este proyecto.

Con este estudio, espero aportar de manera efectiva con la industria minera de Cuajone, ya que al mejorar los servicios de mantenimiento y fabricación de sus equipos de servicio liviano, se incrementaría la producción de esta Empresa y con ello sus respectivas ventajas económicas.

Por último:

Me place agradecer al asesor de este proyecto, Inge-

niero Augusto Rivera Lázaro, por sus sugerencias y colaboración oportuna. También agradezco a los amigos y parientes que de alguna forma hicieron posible la culminación de este intento inicial en la solución de problemas reales, que tanta falta hace en la Industria Nacional.

Germán E. Coronado F.

Universidad Nacional de Ingeniería.

Lima, Setiembre de 1989.

## INDICE

PROLOGO.	4
1 INTRODUCCION.	11
2 COMPRESORES Y REQUERIMIENTOS PRINCIPALES.	14
2.1 Características generales de los compresores.	14
2.1.1 Tipo de compresores.	14
2.1.2 Comportamiento del aire atmosférico en el trabajo de compresión.	29
2.2 Determinación de la capacidad de requerimien <u>to</u> de aire.	35
2.2.1 Requerimiento de aire en el taller de equi <u>po</u> liviano.	37
2.2.2 Requerimiento de aire en el taller de fa- bricación.	37
2.2.3 Proyección en el requerimiento de aire.	40
2.3 Presión de trabajo de los equipos neumáticos.	44
3 SELECCION Y ACONDICIONAMIENTO EN EL COMPRESOR.	47

3.1	Justificación y selección del compresor.	47
3.2	Selección del motor de accionamiento.	51
3.2.1	Considerando el motor existente.	52
3.2.2	Instalando un motor nuevo.	53
3.2.3	Selección del motor.	54
3.3	Diseño del sistema de transmisión motor compresor.	55
3.4	Cálculo y diseño del sistema de enfriamiento	61
3.4.1	Cálculo y selección del ventilador y radiador.	61
3.4.2	Cálculo del motor de accionamiento del ventilador.	65
3.4.3	Cálculo y selección del circuito de aceite	68
3.5	Cimentación del compresor.	70
4	CALCULO Y DISEÑO DEL SISTEMA DE DISTRIBUCION DE AIRE.	77
4.1	Cálculo y selección del sistema de tuberías.	
4.1.1	Calidad y diámetro de las tuberías.	80
4.1.1.1	Taller de fabricación.	81
4.1.1.2	Taller de equipo liviano.	82
4.1.2	Pérdidas de presión de los circuitos, en tramo recto.	85
4.1.3	Pérdidas en los accesorios.	92
4.1.4	Presión de descarga al final de cada circuito.	94

4.2	Cálculo de la capacidad de los tanques de <u>al</u> macenamiento.	99
4.2.1	Cálculo del tanque secundario.	103
4.3	Accesorios y dispositivos de protección y <u>ma</u> niobra.	104
5	ESPECIFICACIONES DE MONTAJE.	108
5.1	Compresor.	108
5.2	Motor eléctrico.	109
5.3	Sistema de enfriamiento.	112
5.4	Tuberías en general.	113
5.5	Tanques reservorios.	118
5.6	Cronograma general de ejecución de obra.	119
5.7	Prescripciones para el mantenimiento.	126
5.7.1	Mantenimiento del compresor a tornillo.	126
5.7.2	Mantenimiento del motor.	128
5.7.3	Mantenimiento de las tuberías en general.	129
6	ANALISIS DE COSTOS.	130
6.1	Costos de materiales y equipos.	130
6.2	Costos por instalación y mano de obra: Cl.	132
6.3	Gastos generales: C3.	138
6.4	Costo total o inversión neta.	140



	10
6.5 Costos de operación y mantenimiento.	140
6.6 Financiamiento.	147
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.	149
BIBLIOGRAFIA.	153
PLANOS.	155
01 DISPOSICION GENERAL DEL SISTEMA DE TUBERIAS.	
02 TANQUE DE AIRE PRINCIPAL Y SECUNDARIO.	
03 DETALLES.	
04 DISPOSICION GENERAL DEL SISTEMA MOTOR COMPRESOR	
05 APOYOS PRINCIPALES DE MOTOR COMPRESOR.	
06 CIRCUITO DE ENFRIAMIENTO Y LUBRICACION DEL COM PRESOR.	
07 CIMENTACION MOTOR-COMPRESOR.	
APENDICE.	163
01 GRAFICO DE UN COMPRESOR PORTATIL A TORNILLO, PARTES PRINCIPALES Y CICLO DE COMPRESION.	

## INTRODUCCION

La central minera de Cuajone, ubicada en el departamento de Tacna, tiene actualmente problemas serios en lo que se refiere a la generación y suministro de aire en los talleres de fabricación y mantenimiento de equipo liviano.

Estos problemas son principalmente debido al estado obsoleto de los equipos compresores por desgaste de sus componentes y por el mal estado de las instalaciones de tuberías de distribución de aire comprimido, que se encuentran deterioradas por corrosión.

Además que estas instalaciones no cubren la proyección en el requerimiento de aire en estos talleres, impidiendo el uso simultáneo de algunas herramientas neumáticas requeridas.

Como planteamiento de solución a estos problemas, se tiene tres alternativas:

- a) Renovar los equipos compresores actuales y todas sus instalaciones de tuberías.
- b) Instalar un solo compresor en un lugar estratégico y con sus propia red de tuberías y tanques reservorios

convenientes.

- c) Instalar dos compresores, uno en cada taller, con sus correspondientes sistemas de tuberías.

Haciendo brevemente un análisis respecto a estas alternativas, podemos mencionar lo siguiente:

- a) En cuanto a la alternativa de renovar los actuales equipos compresores, no es conveniente por las siguientes razones:

- No se logra presión uniforme de trabajo.
- No se cubre la proyección en el requerimiento de aire comprimido en ambos talleres.
- El costo de inversión resulta muy próximo a la de instalar un solo compresor grande.

- b) Para la alternativa de instalar un solo compresor, se tiene ventajas significativas y también desventajas ineludibles.

Ventajas:

- Presión uniforme de trabajo.
- Abastecimiento en la proyección de requerimiento de aire comprimido en ambos talleres
- Suficiente almacenamiento de aire comprimido tanto en los tanques reservorios, como a lo largo de toda la tubería de distribución.
- Se tiene en almacén de la compañía, el compresor, el motor eléctrico y gran parte de las tuberías principales.

Desventajas:

- Alto costo de inversión en tuberías principales de abastecimiento de un taller al otro.
  - Paralizaría las actividades en el uso de aire comprimido en ambos talleres, por fallas que puedan ocurrir en el compresor.
- c) En lo que se refiere a la alternativa de instalar dos compresores, esto es un compresor en cada taller, se tiene las siguientes razones:
- Se logra presión uniforme de trabajo.
  - Se abastece la proyección en el requerimiento de aire.
  - Suficiente almacenamiento de aire comprimido.
  - El tiempo de llenado de los tanques de almacenamiento de aire sería mucho menor que el de un solo compresor grande.
  - Por falla en uno de los compresores, no se paralizaría las actividades en ambos talleres.
  - Ahorraría el costo de instalación de tuberías de un taller al otro, lo cual es inevitable en caso de instalar un solo compresor .
  - El costo de dos compresores medianos resulta ser ligeramente mayor que el costo de un solo compresor grande.
  - Los costos de operación y mantenimiento son ligeramente mayor que la de un solo compresor grande.

## Conclusión

1.- La primera alternativa (renovar los actuales equipos compresores) es descartada por las razones inconvenientes mencionadas.

2.- Entre la 2.<sup>a</sup> y 3.<sup>a</sup> alternativa, la empresa ha decidido aceptar la 2.<sup>a</sup>, que es la de instalar un solo compresor grande, a pesar que la 3.<sup>a</sup> de instalar dos compresores medianos tiene mayores ventajas técnicas y económicas.

Las razones de esta decisión es que la empresa ya tiene en su almacén:

El compresor, el motor eléctrico y gran parte de las tuberías principales y que se le hace difícil poderlo negociar.

En previsión a los problemas que ya se tenían con los actuales equipos instalados, la empresa adquirió en 1986 un compresor a tornillo de 750 pies<sup>3</sup>/min., tipo ATLAS COPCO GA-1207, de la firma CHICAGO PNEUMATIC, equipado con un motor DIESSEL que lo accionaría en forma directa y para ser instalado estacionariamente, con estudios de proyección que serán reforzados en este proyecto teniendo en cuenta que ya se ha decidido por instalar un solo compresor.

Debido al elevado costo del combustible diessel n<sup>o</sup>2 se ve inconveniente este tipo de instalación; luego de un análisis comparativo con el costo de energía eléctrica, se decide instalar este compresor accionado por un motor

eléctrico equivalente y con un sistema de transmisión por fajas en "v".

Con respecto a este motor eléctrico, se tiene uno en el almacén de la compañía, y que de acuerdo a los cálculos de potencia que se haga para su elección, podría ser utilizado, caso contrario se tendrá que adquirir otro que reúna la potencia requerida.

Una vez definido lo referente al motor eléctrico, se harán los cálculos correspondientes de cimentación del motor-compresor.

Para la solución integral del problema referido, se hará el cálculo de tuberías y tanques reservorios de aire comprimido, incluyendo apoyos y accesorios respectivos.

Cabe notar que en este proyecto, la disposición general del sistema, los cálculos mencionados y algunos detalles necesarios, se sustentarán con sus respectivos planos debidamente especificados. Para la ejecución del proyecto, se incluirá el cronograma general de ejecución de obra y prescripciones para el mantenimiento del sistema en su conjunto.

Por último en este proyecto se hará un análisis de costos de materiales, equipos, mano de obra de instalación, operación y mantenimiento; y un análisis que justifique plenamente la ventaja de este proyecto respecto a la instalación actual.

## COMPRESORES Y REQUERIMIENTOS PRINCIPALES

### 2.1 Características generales de los compresores.

2.1.1 Tipo de compresores.- Actualmente existen una diversidad de compresores, tanto en su operación como en tamaño.

Sin embargo se hará una exposición somera resaltando aquellas partes que conviene tener en cuenta para su utilización.

a) Compresores Monofásicos.- Son de una sola etapa de compresión y por ende de potencias limitadas. Se compone de un cigüeñal, un émbolo o pistón y un cilindro.

Su aplicación es para caudal limitado y servicio intermitente.

Sus características principales son:

- Capacidad: hasta  $210 \text{ pie}^3/\text{min}$ .
- Temperatura de aire comprimido:  $180^\circ\text{C}$ .
- Velocidad máxima: hasta 1800 rpm.

- Sistema de operación: intermitente.

- b) Compresores Bifásicos.- Son de dos etapas de compresión, una denominada de baja presión (hasta 30 a 45 PSI), y otra de alta presión (120 a 150 PSI).

Dentro de estos compresores bifásicos se encuentran los compresores de movimiento alternativo.

#### COMPRESORES ALTERNATIVOS

Son aquellos cuya compresión se realiza por el movimiento alternativo del émbolo.

Estos a su vez comprenden:

- 1.- Compresores de simple efecto.- Son aquellos cuya compresión se realiza en un solo recorrido del émbolo, lo que representa una embolada por revolución del cigüeñal.

Se compone de válvulas de admisión y escape, cuya apertura y cierre está sincronizada con la función que cumplen.

Entre la primera y la segunda etapa de compresión existe la necesidad de enfriar el aire convenientemente, para lo cual se usa un intercambia-



dor de calor o intercooler.

Características de estos compresores:

Construcción.- Se construyen compresores de este tipo con disposición de cilindros en "V", en "L" u opuestos (horizontales).

Como ya se pudo observar, el trabajo de compresión o embolada se realiza por cada giro del cigüeñal.

En la práctica, su construcción es poco aplicativa por su alto costo de operación y menor eficiencia, con alto consumo de energía.

- 2.- Compresores de doble efecto.- Incluyen en este tipo la gran variedad de los compresores alternativos. La compresión se realiza en cada recorrido del émbolo.

Características de estos compresores:

Construcción.- Se construyen con cilindros dispuestos en "V", "H", "L" y horizontales.

Su ventaja fundamental radica en que por cada giro del cigüeñal se logre doble compresión, y con ello estos

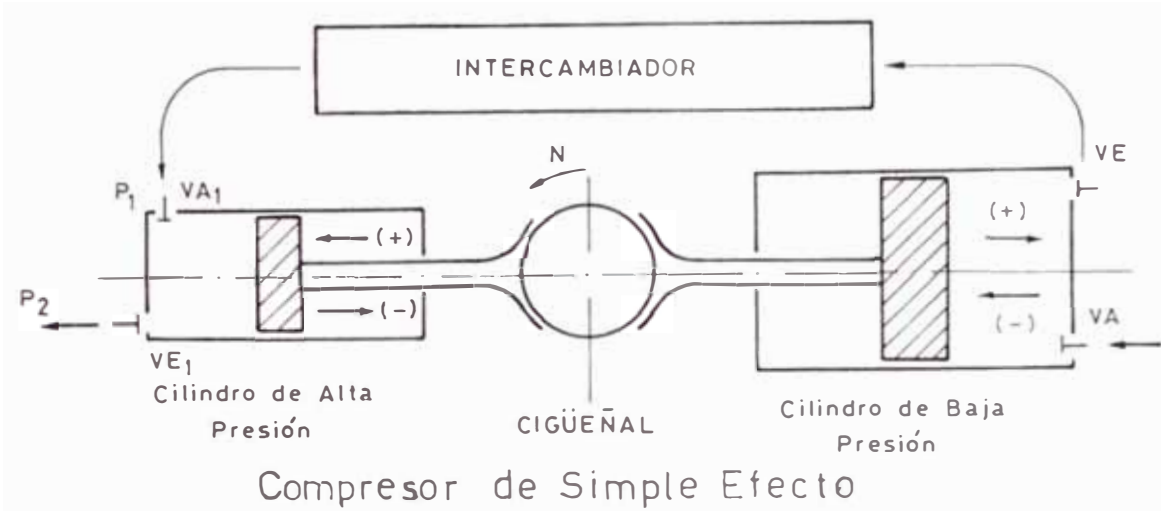


Fig. 2.1

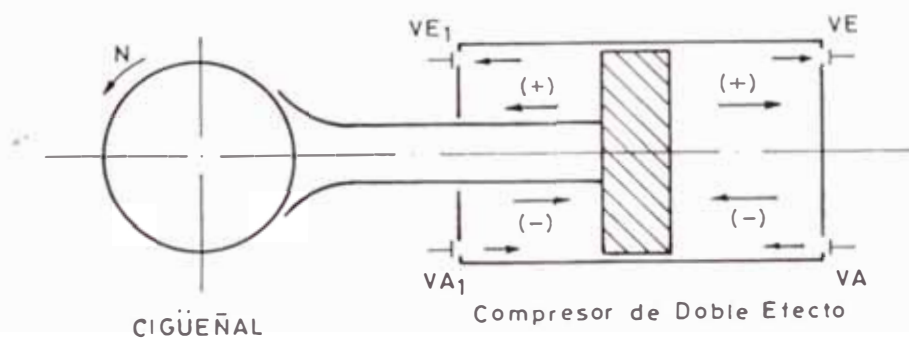


Fig. 2.2

compresores son de mayores capacidades y bajas velocidades.

En los cuadros 2.1, 2.2 y 2.3, se detallan las características de estos compresores, según ATLAS COPCO e INGERSOL RAND, fabricantes de compresores a nivel mundial y muy conocidos en nuestro medio.

Cuadro 2.1 COMPRESORES SOBRE DEPOSITOS HORIZONTALES

N <sup>o</sup> de cilindros	Presión máxima Kg/cm <sup>2</sup>	Potencia instal. C.V.	Capacidad N lt/min.	RPM	Capacidad depósito lt.
2	8-10	2	260	1100	150
1	8-10	3	380	750	250
1	8-10	4	500	950	250
2	8-10	5.5	664	630	300
2	8-10	7.5	932	885	300
3	8-10	10	1200	760	500
2	8-10	15	1980	1450	500
2	8-10	20	2410	1450	500
2	8-10	25	2895	1800	500

En cualquiera de estos compresores estudiados los filtros de aire instalados en el conducto de toma de aire, juegan un papel muy importante para la vida y rendimiento del compresor, pues si el filtro o elemento filtrante está deteriorado o no cierra herméticamente, ingresa aire sucio o con sólidos en suspensión, desgastando las paredes de los cilindros, así como los anillos, con el consi-

guiente recorte de su vida útil.

Por otro lado puede suceder que el elemento filtrante esté obstruido por suciedad, con lo que se bloquea o reduce el paso del aire, bajando notablemente el rendimiento del compresor.

Luego el mantenimiento de los elementos filtrantes debe ser adecuado y bien programado. El mismo problema ocurre con el aceite de refrigeración del compresor.

Cuadro 2.2 CARACTERISTICAS PRINCIPALES DE LOS  
COMPRESORES TIPO "L"

Presión máxima Kg/cm <sup>2</sup>	Velocidad RPM	Aire Libre efectivo a 7Kg/cm <sup>2</sup> , m <sup>3</sup> /min.	Desplaza- miento m <sup>3</sup> /min.	Consumo de ener- gía a 7Kg/cm <sup>2</sup> C.V.	Consumo de agua de refri- geración m <sup>3</sup> /h	Peso con volan- te Kg.
8.8	730	12.145	14.902	86.6	1.93	1350
8.8	600	10.031	12.234	67.8	1.6	1350
8.8	485	18.814	22.398	128	2.6	2790
8.8	375	14.605	17.315	106	1.95	2790
8.8	485	25.786	30.735	171	3.9	2900
8.8	375	19.956	23.761	141	2.7	2900

Cuadro 2.3.- CARACTERISTICAS PRINCIPALES DE LOS  
COMPRESORES TIPO "V"

Sistema de refrigeración	Aire	Aire	Aire	Aire	Aire	Aire	Aire
Compresión Etapas	2	2	2	2	2	2	2
Tipo de pistón	Simple	Simple	Doble	Doble	Simple	Simple	Simple
Nº de cilindros	2	2	2	2	2	2	2
Diám. de cilindros 1ra. etapa: mm.	145	160	140	160	180 (2)	210 (2)	225 (2)
Diám. de cilindros 2da. etapa: mm.	90	98	110	125	150 (1)	180 (1)	200 (1)
Carrera mm.	80	80	80	80	92	92	92
Cilindrada: cm <sup>3</sup>	1320	1608	2462	3216	4680	6365	7315
Presión de trab. kg/cm <sup>2</sup>	8	8	8	8	8	8	8
Velocidad rpm.	1450	1450	1450	1450	1450	1450	1450
Desplazamiento N lt/min.	1910	2330	3560	4660	6780	9240	10600
Aire libre efectivo N lt/min.	1570	1910	2940	3820	5560	7568	8690
Potencia instalada: C.V.	15	20	30	40	60	75	100
Potencia absorbida C.V.	13.4	17	28.5	37.2	54.3	70	95
Capacidad de aceite en el cárter: cm <sup>3</sup>	2250	2250	2250	2250	1600	1600	1600

c) Compresores Rotativos.- Son grupos de máquinas que generan aire comprimido por un sistema rotatorio y continuo de los elementos de compresión, esto es que empujan aire desde la aspiración hasta su descarga.

Se distinguen los siguientes tipos:

- Compresores tipo tornillo.
- Compresores de paletas.
- Compresores tipo Roots.

c-1 Compresores de tornillo.- Este tipo de compresores de reciente desarrollo tecnológico está constituido por dos rotores los cuales van montados en una cámara de hierro fundido, por un extremo del mismo, va provisto de una admisión, mientras que por el otro extremo la descarga. El tornillo macho tiene normalmente cuatro lóbulos y el hembra tiene seis, de manera que cuando el tornillo macho haya girado  $1/4$  de revolución, el hembra haya girado  $1/6$  de revolución.

Según giran los rotores, los espacios entre lóbulos van siendo ofrecidos al orificio de admisión y el incremento del volumen experimentado

provoca un descenso de presión, con lo que dichos espacios empiezan a llenarse de aire, (A).

Al mismo tiempo se inyecta aceite sometido a presión neumática en el aire entrante.

Cuando los espacios interlobulares están completamente cargados de aire, la rotación que prosigue cierra el orificio de admisión y comienza la compresión, (B).

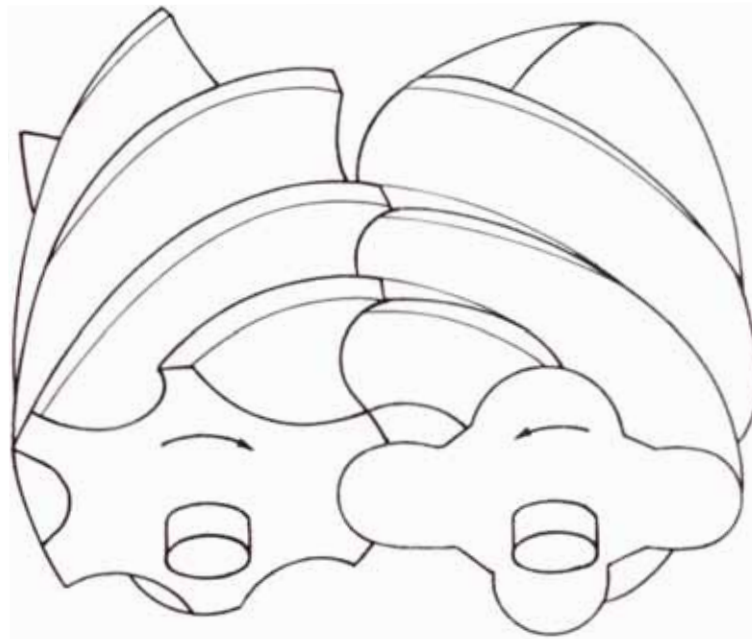
El volumen de aire que hay entre los rotores en engrane continuo sufre aún una mayor reducción, (C).

Cuando se alcanza la presión final a que se somete el aire, el espacio interlobular queda conectado con el orificio de salida (D).

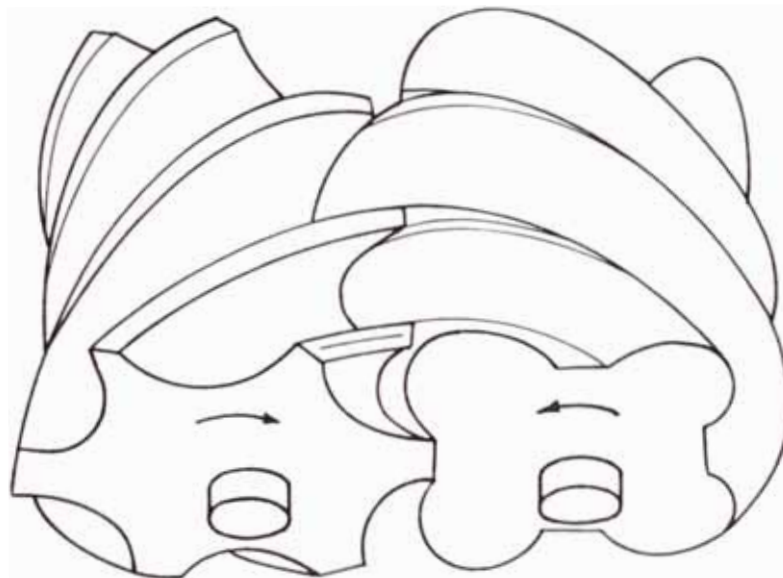
La mezcla descargada de aire-aceite pasa por un separador que elimina las partículas de aceite. Entonces el **aire** limpio fluye por la tubería neumática.

Estos compresores tienen grandes ventajas tales como la generación de aire comprimido a potencias relati-

Fig. 2.3 Diagrama Funcional del Compresor de Tornillo

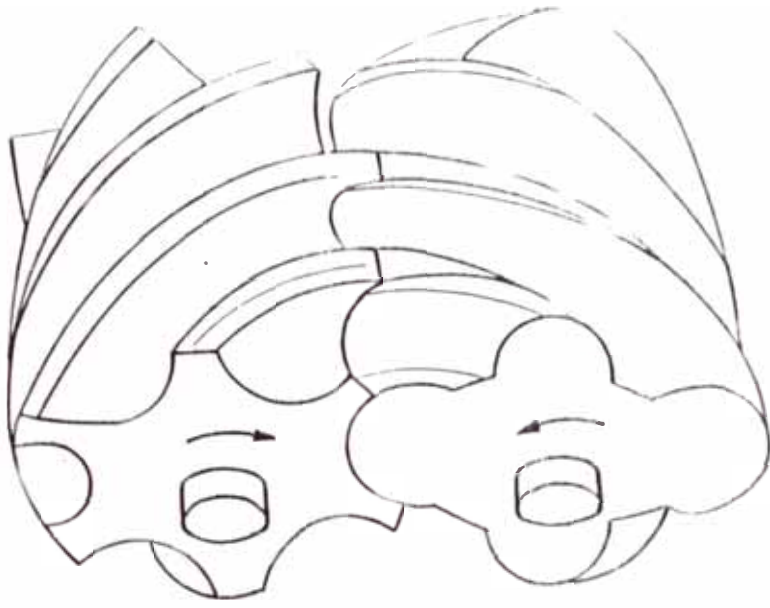


A

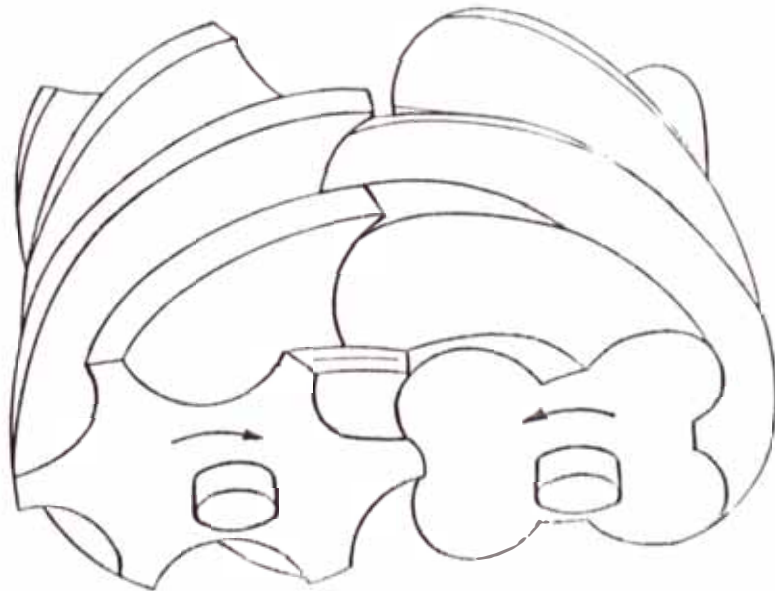


B





C



D

vamente menores, (consumo específico de potencia, menor).

Las características principales son:

- Capacidad: desde 150 a 990  
pie<sup>3</sup>/min.
- Potencias: desde 37.5 a 250 HP.
- Presión de descarga: hasta 150  
PSI.
- Velocidades altas: 2800 a 3500  
rpm.
- No llevan intercambiadores de calor para el enfriamiento del aire.

c-2 Compresores de paletas.- Estos compresores rotativos pueden ser de uno o dos etapas.

Los de una etapa alcanzan presiones hasta 60 PSI; mientras que los de dos etapas, presiones hasta 120 PSI.

La capacidad de **aire** comprimido oscila entre 100 a 250 m<sup>3</sup>/hr.

El rotor "R" que es excéntrico respecto a la carcasa del cilindro, lleva una **serie** de aletas que se ajustan contra las paredes del cilindro, por efecto de la fuerza centrífuga

Debido a la posición excéntrica de los cojinetes de rotor, en cada revolución las aletas se deslizan hacia afuera y hacia adentro de las ranuras del mismo.

El volumen creado entre dos aletas disminuye durante la rotación hacia la cámara de presión, desde donde se suministra el aire comprimido.

Su uso se circunscribe a pequeñas potencias y en operación continua.

c-3 Compresores tipo Roots.- También son denominados soplantes. Tienen un amplio campo de aplicación a bajas presiones.

Están constituidos por dos rotores de igual forma, por lo cual no pueden realizar compresión interior, ya que el volumen de las cámaras de trabajo no disminuye durante la rotación.

Estos compresores realizan presiones mayores a 15 PSI hasta 30 PSI. Su uso se limita solamente a pequeñas potencias.

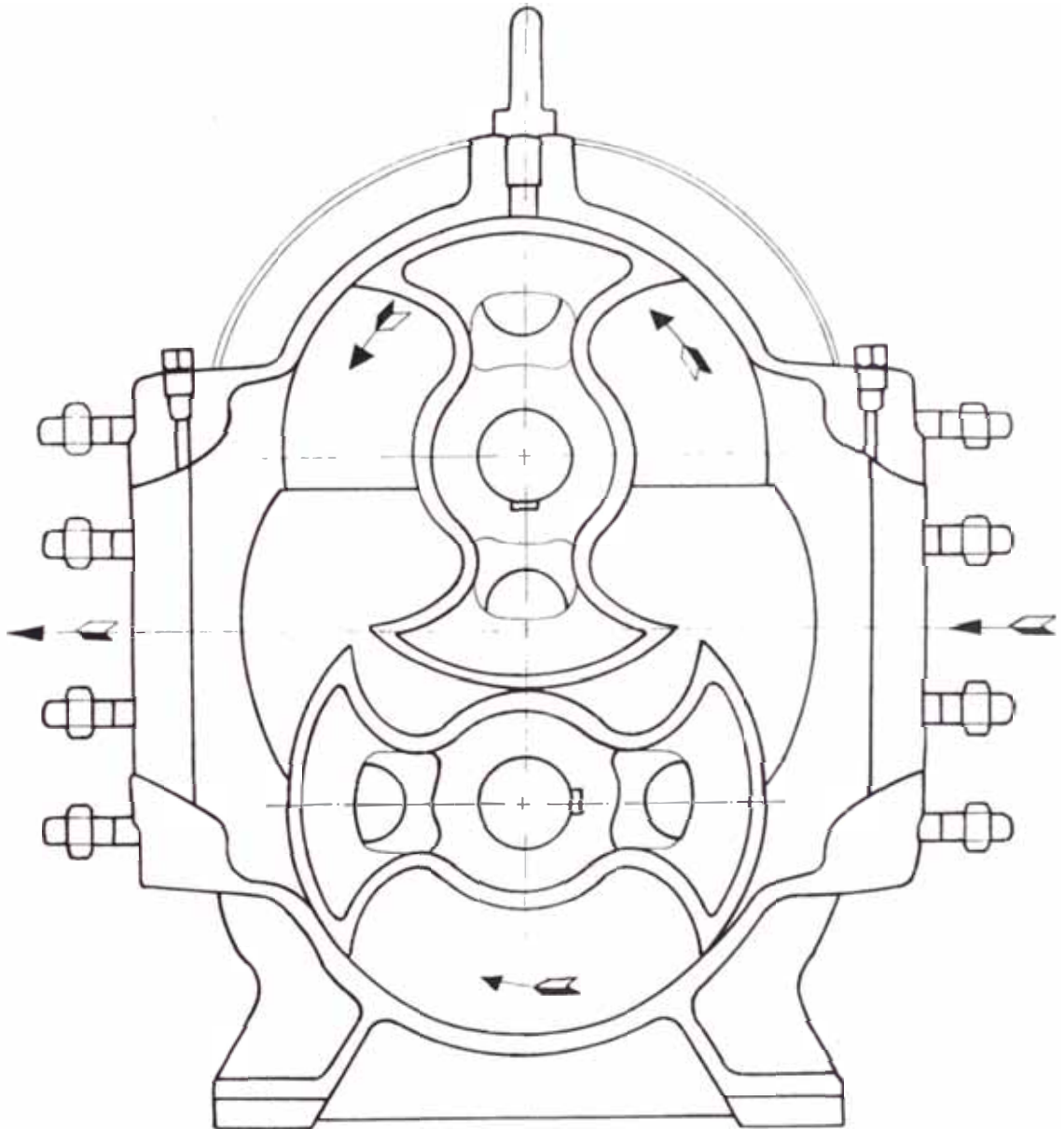


Fig. 2.5 Sección de un Compresor Roots

### 2.1.2 Comportamiento del aire atmosférico en el trabajo de compresión.

A) Influencia de la humedad del aire.- El aire atmosférico contiene cierta humedad, cuya proporción varía según la zona o región y según las estaciones del año.

La aptitud del aire para retener agua vaporizada está relacionada con la temperatura, admitiendo más vapor de agua al aumentar esta temperatura, ya que le corresponde mayor presión parcial al vapor.

El aire comprimido que sale del compresor a una temperatura elevada contiene una cierta cantidad de agua vaporizada; que al ser enfriado consecutivamente por convección y radiación en el depósito y tuberías de distribución, manteniendo la misma presión se condensa en gotas de agua que deberá ser evacuada por dispositivo apropiado.

Con referencia a las condiciones reales de operación y también las condiciones atmosféricas de la zona se tiene las siguientes características:

- Temperatura atmosférica.- Máxima:  $15^{\circ}\text{C}$   
Mínima:  $-5^{\circ}\text{C}$

- Humedad relativa.- Máxima: 80%  
Mínima: 60%

Se tomará como referencia la máxima humedad relativa del 80% a una temperatura de 15°C.

La humedad de saturación en el aire estará en función de la presión y temperatura del sistema, incluyendo el medio ambiente.

Así se tiene la ecuación siguiente en función de la presión del vapor de agua y la presión total del sistema.

$$W_s = 0.622 \frac{P_v}{P_t - P_v} = 0.622 \frac{\phi P_{vsat}}{P_t - \phi P_{vsat}}$$

Donde:

$W_s$  = Humedad específica en kg. de vapor de agua por kg. de aire seco.

$P_v$  = Presión del vapor de agua a la temperatura considerada, en mmHg. (tablas).

$P_t$  = Presión total del sistema (mezcla) en las mismas unidades de  $P_v$ .

La presión atmosférica en el lugar de instalación es de 10.62 PSI (a 3800 m.s.n.m.), mientras que la presión de compresión o a la salida del compresor será de 7 kg/cm<sup>2</sup> (103 PSI).

Como quiera que el aire comprimido en la tubería va alcanzar la temperatura ambiental ( $15^{\circ}\text{C}$ ), la humedad específica se obtendrá del siguiente análisis:

Para  $15^{\circ}\text{C}$  de temperatura,  $P_v$  sat. 12.788 mm.Hg. (tablas).

Por otro lado la presión total sera:

$P_t =$  Presión de compresión + presión atmosférica, (\*).

Esto es:

$$P_t = 7 \text{ Kg/cm}^2 + 0.74 \text{ Kg/cm}^2$$

$$P_t = 7.74 \text{ Kg/cm}^2 \times 736 = 5697 \text{ mm.Hg.}$$

$$(*) : 14.7 \text{ PSI} \langle \rangle 1.033 \text{ Kg/cm}^2.$$

$$10.62 \text{ PSI} \langle \rangle 0.74 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\text{y } P_v = 12.788 \times 0.80 = 10.230 \text{ mmHg.}$$

Luego:

$$W_s = 0.622 \times 10.230 / (5,697 - 10.230)$$

$$W_s = 0.0011190 \text{ Kg. Vapor / Kg. aire seco.}$$

Lo que significa que en dichas condiciones de presión y temperatura, el aire podrá contener un máximo de 1.119 gramos de vapor de agua por cada Kg. de aire seco.

Este ambiente saturado se mantiene mientras se mantenga la presión y la temperatura; pero al disminuir esta última por

efectos del medio ambiente, la humedad específica disminuirá con respecto a la humedad específica inicial, produciéndose entonces la condensación de la diferencia. Esto significa que al disminuir la temperatura en un sistema de aire comprimido saturado a presión constante se obtenga una cierta cantidad de agua.

La temperatura en que se inicia la producción de agua se denomina temperatura de Rocío.

B) Influencia de la temperatura del aire.-

La temperatura del aire atmosférico tiene influencia en la compresión y temperatura de descarga, según la ecuación adiabática.

$$T_d = T_a \times R_c^{(K-1)/K} \quad (1)$$

Siendo:

$T_d$  = Temperatura absoluta de descarga  
(K°)

$T_a$  = Temperatura absoluta de aspiración  
(°K)

$R_c$  = Relación de compresión.

$K$  = Exponente adiabático que para el caso del aire es igual a 1.41 .

La relación de compresión para una sola etapa es:

$$R_c = P_d / P_a$$



Para un compresor de "n" etapas:

$$Re = (Rt)^{1/n} \quad \text{Relación de compresión por fase.}$$

Siendo:

Rt : Relación de compresión total, o sea Pd/Pa .

Reemplazando en la ecuación (1) se tiene:

$$Td = Ta (Pd/Pa)^{(K-1)/K} \quad (^\circ K)$$

Esto manifiesta que independientemente de la temperatura del aire de ingreso, para una presión de descarga determinado, cuanto menor sea la presión antes del ingreso al compresor (presión atmosférica), mayor será la relación de compresión y en consecuencia también la temperatura del aire comprimido.

En contraposición a ello a una mayor altura geográfica la temperatura del aire desciende, equiparando en cierto grado el debido a la relación de compresión.

Por lo general, cuanto menor es la presión atmosférica que implica una mayor altura geográfica, mayor será la temperatura en el aire comprimido.

Por otro lado, la potencia teórica o adiabática de un compresor viene

expresado por:

$$\text{Pot. ad.} = 2.22 \left( \frac{K}{K-1} \right) P_{ax} Q_a (R_c^{(K-1)/K} - 1)$$

Esta potencia dividida entre la eficiencia adabática, es la potencia aplicada al fluido. A su vez esta última es la potencia en el eje menos la potencia de pérdidas mecánicas.

Esto es:

$$\begin{aligned} \text{Pot. aplic. fluido} &= \frac{\text{Pot. ad.}}{\eta_{ad.}} \\ &= \text{pot. eje} - \text{pot. pérd.} \\ &\quad \text{mec.} \end{aligned}$$

Detallando la expresión de la potencia técnica o adiabática tenemos:

Pot.ad. = Potencia teórica o adiabática:  
C.V.

K = Exponente de compresión adiabática.

Pa = Presión absoluta de aspiración:  
Kg/cm<sup>2</sup>.

Qa = Caudal de aire de aspiración:  
m<sup>3</sup>/min.

Rc = Relación de compresión (P2/P1)

Para el aire K = 1.41, luego:

$$\text{Pot. ad.} = 7.64 \times P_{ax} Q_a (R_c^{0.29} - 1) \quad (2)$$

Donde:

Rc = P2/P1 = P descarga/P aspiración; para compresor de una sola etapa.

$R_c = (R_c \text{ total})^{1/n}$ , por cada etapa; esto es para un compresor de dos o más etapas

Analizando la ecuación (2) se tiene cuanto mayor sea la relación de compresión, dado el factor exponencial, mayor será la potencia requerida en el compresor para un mismo caudal  $Q_a$  y una presión de descarga  $P_d$ . De allí que los compresores a medida que se instalan a mayor altura, requieren de mayores potencias, o de lo contrario disminuye la eficiencia del compresor; motivo por el cual se acostumbra instalar compresores de dos o más etapas de compresión, o de utilizar compresores especiales.

Cabe notar que el diagrama de trabajo de un compresor de pistón se ha hecho para completar la teoría acerca de los compresores.

Y por último se tiene que el rendimiento volumétrico es la relación entre el caudal aspirado y el desplazamiento:  $\eta_v = Q_a/D$

- 2.2 Determinación de la capacidad de requerimiento de aire.- La sección de mantenimiento y fabricación de equipos livianos de la Empresa Souther Cooper Corporation, como se dijo anteriormente está constituido en dos subsecciones:

- Taller de equipo liviano.
- Taller de fabricación.

2.2.1 Requerimiento de aire en el taller de equipo liviano.- Para determinar el requerimiento de aire en este taller se detallará el consumo unitario de cada equipo o conexión neumática de acuerdo a los consumos de aire comprimido en máquinas herramientas.

Las cifras que se muestran en el cuadro 2.4, corresponden a una presión de trabajo de  $6 \text{ Kg/cm}^2$  (90 PSI). Este cuadro detalla los diferentes equipos neumáticos y las conexiones de aire en el taller, así como los respectivos consumos de cada equipo.

El factor de utilización F.U. es el equivalente al número de horas efectivas de consumo de aire por 8 horas de jornada, con lo cual el consumo efectivo de aire por herramienta o equipo será:

Consumo neto = Consumo Unitario X N<sup>o</sup> de herramientas X F.U.

2.2.2 Requerimiento de aire en taller de fabricación.- Al igual que el caso anterior, la evaluación se realizará según los equipos instalados en dicha sección. Así el cuadro 2.5 muestra los consumos unitarios y totales.

Cuadro 2.4.- CONSUMO DE AIRE EN TALLER DE EQUIPO LIVIANO

PRESION DE TRABAJO : 6 Kg/cm<sup>2</sup> (90 PSI)

Sección	Tipo de herramientas existentes	Aire requerido pie <sup>3</sup> /min.	Número de herramientas	F.U.	Total aire requerido pie <sup>3</sup> /min.
Lavado	Salida para limpieza maniguera 3/8"Ø	10	2	0.4	8.00
Engrase	Salida para limpieza	10	1	0.3	3.00
	Bomba de aceite	30	2	0.5	30.00
Pistola	Bomba de grasa	30	1	0.4	12.00
Transmisión	Salida a limpieza	15	1	0.2	3.00
	Speed-Ratchet 3/8"Ø	15	1	0.4	6.00
Arenado	Arenadora	40	1	0.75	30.00
Frenos	Salida limpieza	15	1	0.25	3.75
	Llave de impacto	20	2	0.4	16.00
	Esmeril	50	1	0.25	12.50
	Gatas Neumáticas	40	2	0.75	60.00
Motores y Dirección	Limpieza 3/8"Ø	15	1	0.2	3.00
	Llave neumática	10	1	0.4	4.00
	Limpieza bombeo	10	1	0.8	8.00
Enllante	Llave de impac.	20	1	0.40	8.00
	Limpieza 3/8"Ø	20	1	0.25	5.00
	Desenllantador	40	2	0.40	32.00
Planchado y pintura	Pistola de pintar	20	2	0.45	18.00
	Pistola para base	20	1	0.50	10.00
	Aire de secado	20	1	0.25	5.00
	Llave de impacto	20	1	0.25	5.00
Total	Consumo	-	27	-	313.25

Cuadro 2.5.- REQUERIMIENTO DE AIRE TALLER DE FABRICACION

Sección	Tipo de herramienta	Aire requerido pie <sup>3</sup> /min.	N <sup>o</sup>	F.U.	Consumo total lb/pie <sup>3</sup>
Taller	Esmeril	50	2	0.4	40
	Tenaza Arcair	20	2	0.25	10
	Extractor de humo	20	2	0.4	16
	Chippers	15	2	0.25	7.5
	Scalers	15	1	0.40	6.0
Patio	Esmeril	50	2	0.50	50.0
	Tenaza Arcair	20	2	0.25	10.0
	Chippers	15	2	0.25	7.5
Arenado	Arenadora	40	2	0.75	60
Total pie <sup>3</sup> /min.					207.0

Luego de los cuadros N<sup>o</sup> 2.4 y 2.5, se tiene que el consumo total de aire en la sección de talleres de mantenimiento, reparación y de fabricación asciende a:

- Taller de equipo liviano: 313.25 pie<sup>3</sup>/min.
- Taller de fabricación : 207.00 pie<sup>3</sup>/min.
- Total : 520.25 pie<sup>3</sup>/min.

Esta cantidad de **aire** requerida en la sección, es abastecida de cuatro (4) compresores portátiles distribuidos según se detalla a continuación.

a) En taller de equipo liviano:

- Compresor portátil, modelo Internacional Joy Inc Company, capacidad de 150 pies<sup>3</sup>/min., el cual se utiliza exclu-

sivamente para el arenado de piezas.

Su uso es eventual y el compresor data del año 1,970.

- Compresor portátil 160 pies<sup>3</sup>/min. Atlas Copco, modelo FY-316/160, para el servicio de Reparaciones de Motores, dirección y enllante.
- Compresor Hollman, a combustible Diesel, de 150 pies<sup>3</sup>/min., modelo HX-100, instalado para servicios en pintura, soldadura y demás servicios. Dicho compresor data desde el año 1,969 y su estado está en vías de deterioro, con suministro en forma irregular.

b) En taller de fabricación:

- Compresor Ingersoll Rand, modelo H-370, con capacidad de 250 pies<sup>3</sup>/min., para la sección ya mencionada, y de servicio regular. Su condición es buena, aunque su capacidad en ciertas horas del día alcanza su máximo valor, motivo por el cual en algunos casos muy eventuales no llega a cubrir plenamente con los requerimientos de aire.

2.2.3 Proyección en el requerimiento de aire.- Las operaciones de mantenimiento y reparaciones en dicha sección datan desde 1,958, los cuales han venido implementándose en los equipos en

general, modernizándose convenientemente, de acuerdo a los requerimientos de sus actividades. Su crecimiento ha sido paralelo al crecimiento de la empresa. En el año 1,968 se crea la sección de fabricaciones metálicas dado los altos costos que requería hacer estos trabajos fuera de la compañía.

Esta sección también ha venido implementándose en el transcurso de los años, aunque en menor grado que el taller de equipos livianos.

Actualmente con los requerimientos de aire determinados en los cuadros 2.4 y 2.5, se satisfacen plenamente con los requerimientos de aire en los talleres.

Para proyectar los requerimientos de aire en el futuro, en función de los incrementos de máquinas y equipos neumáticos según los programas de la compañía, se tiene la implementación de los equipos:

- Instalación de una cizalla neumática para espesor de plancha hasta 6 mm, longitud de corte de 60 pulgadas, cuyo requerimiento de aire según catálogo del fabricante es de 95 pies<sup>3</sup>/min., con un factor de uso F.U. del 30% (2.5 horas/8 horas diarias).



- Una bomba neumática, con capacidad para 60  $\text{pie}^3/\text{min.}$  y F.U. = 0.30 .
- Instalación de una arenadora, similar al actual instalado en el taller de fabricación con un F.U. = 0.75 .
- Instalación de una pulidora de disco 125 mm.  $\phi$ , con consumo máximo de 25  $\text{pies}^3/\text{min.}$ , con F.U. = 0.40
- Instalación de dos llaves neumáticas de impacto, con un consumo máximo de 20  $\text{pies}^3/\text{min.}$ , y un factor de uso de 25% (F.U. = 0.25)
- Instalación de una amoladora de 8" x 1", con un consumo máximo de 40  $\text{pies}^3/\text{min.}$ , y un factor de uso de 40% (F.U. = 0.40).

Otras herramientas neumáticas que se asumirán en un consumo global de 120  $\text{pies}^3/\text{min.}$  y un factor de uso de 40% (F.U. = 0.40).

Resumiendo la aplicación se tiene para T.E.L. y taller de fabricación:

- Cizalla neumática: 95  $\text{pies}^3/\text{min.}$  x 0.30  
= 28.50 CFM (TF : I")
- Bomba neumática : 60  $\text{pies}^3/\text{min.}$  x 0.30  
= 18.00 CFM (TEL)
- Arenadora : 40  $\text{pies}^3/\text{min.}$  x 0.75  
= 30.00 CFM (TF : I')
- Pulidora 125 mm  $\phi$ : 25  $\text{pies}^3/\text{min.}$  x 0.40  
= 10.00 CFM (TF : I')

- Llaves neumáticas:  $2 \times 20 \text{ pies}^3/\text{min.} \times 0.25$   
= 100.00 CFM (TEL)
- Amoladora 8" x 1":  $40 \text{ pies}^3/\text{min.} \times 0.40$   
= 16.00 CFM (TF : I")
- Otras herramientas:  $120 \text{ pies}^3/\text{min.} \times 0.40$   
= 48.00 CFM (8-8 : I'-I")  
(16-16 : TEL)

TOTAL.- Consumo ampliado total: 160.50  
 $\text{pies}^3/\text{min.}$

Donde 60 CFM es para el taller de equipo liviano y 100.5 CFM es para el Taller de Fabricación.

Estos consumos previstos para los próximos cinco años, según las consideraciones de la empresa, satisfacerán plenamente con los requerimientos de la compañía.

Luego la proyección a cinco años en el consumo de aire será:

- Requerimiento actual : 520.25 CFM
  - Ampliación a cinco años : 160.50 CFM
- 680.75 CFM

Como medida de seguridad a efectos de pérdidas de aire por algunos motivos, y posibles incrementos en la simultaneidad del consumo de aire, se considerará en un 10% más, por lo que el consumo máximo previsto será:

Consumo Máximo :  $1.10 \times 680.75 \text{ CFM.}$

Consumo Máximo : 748.825 CFM.

La distribución de los consumos en las dos secciones serán finalmente:

- Taller de equipo liviano:

$$(313.25 + 60) + 0.10 \times (313.25 + 60)$$

$$= 410.575 \text{ CFM.}$$

- Taller de fabricación:

$$(207.00 + 100.5) + 0.10 (207.00 + 100.5)$$

$$= 338.25 \text{ CFM.}$$

Como se observa, el consumo de aire en el taller de equipo liviano, proyectado a cinco años es de 410.575 CFM, mientras que el requerido en el taller de fabricación es de 338.25 CFM, bastante incrementado por la adición de los equipos neumáticos.

2.3 Presión de trabajo de los equipos neumáticos.- La presión de trabajo que se determine, será el requerido en los diferentes equipos según fabricación, las presiones máximas y mínimas que a continuación se detallan, corresponden a los recomendados según los fabricantes Joy International Company, uno de los mas grandes fabricantes de equipos neumáticos a nivel mundial.

A medida que los equipos neumáticos van envejeciéndose, las presiones en los equipos son mayores, esto debido a que ya empiezan a existir fugas de aire.

En el cuadro N<sup>o</sup> 2.6, se dan las presiones máximas y mínimas de los equipos herramientas neumáticas

instaladas o por instalarse, según las recomendaciones de la firma Joy International Company.

Cuadro N° 2.6 PRESIONES EN EQUIPOS NEUMATICOS

Equipo/Herramienta	Presiones ( PSI )	
	Máxima	Mínima
Arenadora	80	55
Pistola pintura	75	55
Pistola base	75	55
Llave de impacto	85	60
Llave neumática	80	60
Esmeril	80	60
Bomba de grasa	90	75
Desenllantadora	85	75
Bomba de aceite	80	60
Gatas neumáticas	95	85
Tenaza arcair	70	60
Extractor de humo	40	<b>35</b>
Chipper	65	<b>55</b>
Scalers	65	50
Cizalla neumática	<b>95</b>	85
Pulidora	80	60
Amoladora	80	60
Limpieza general	65	50

Del cuadro N<sup>o</sup> 2.6, se tiene que la presión máxima requerida en los equipos es de 95 PSI, mientras que la presión mínima requerida es de 35 PSI. Luego para el seleccionamiento del compresor se realizará en función a la presión máxima de los equipos neumáticos, más una pérdida de presión originada en la tubería y accesorios del circuito.

Lógicamente que los equipos neumáticos no necesariamente trabajan a una máxima presión, ya que se instalará para cada circuito, válvulas de regulación de presión de descarga, según el tipo de máquina o herramienta, pero que el suministro de aire deberá estar apto para las máximas previstas en los equipos.

## SELECCION Y ACONDICIONAMIENTO EN EL COMPRESOR

### 3.1 Justificación y selección del compresor

Los parámetros que determinan la selección de un compresor son:

1<sup>o</sup>) Presión de descarga, necesaria para las operaciones normales en los equipos neumáticos.

Como quiera que la presión máxima requerida es de 95 PSI, y considerando que existan pérdidas de presiones del 5% (posteriormente se determinará en forma adecuada), se tendrá la presión de descarga supuesta de:

$$P_d = 95 + 0.05 \times 95 = 99.75 \text{ PSI.}$$

Luego el compresor debe tener cuando menos esta presión de descarga.

2<sup>o</sup>) Flujo de **aire** o caudal requerido, que en este caso asciende a 750 pies<sup>3</sup>/min. en operación continua y a régimen normal.

3<sup>o</sup>) Energía Específica.- Es la energía (HP) consumida por el compresor para la generación de 1 pie<sup>3</sup>/min. de aire comprimido.

Energía Específica = HP / CFM

Correspondiendo mayor eficiencia al menor consumo de energía (HP) por cada pie<sup>3</sup>/min. de aire comprimido generado.

De acuerdo a lo analizado anteriormente se tiene que los compresores de movimiento alternativo, así como los del tipo tornillo son los más adecuados dada la capacidad requerida.

Analizando estos parámetros en los cuadros 2.1, 2.2 y 2.3, se concluye que el más próximo a comparar con el compresor a tornillo es el del cuadro 2.2, y que es el siguiente:

Compresor tipo "L":

- Capacidad de aire generado a 7 kg/cm<sup>2</sup> .  
704.74 pies<sup>3</sup>/min.
- Presión máxima de descarga : 125 PSI.
- Sistema de refrigeración . agua
- Potencia requerida para comprimir a 100 PSI :  
141 CV = 139.07 HP = 103.7 Kw.
- Peso : 2900 kg. (incluido volante).

Compresor a tornillo:

- Tipo Atlas Copco GA (50 HZ) : GA - 1207 .  
Capacidad de aire generado a 7 kg/cm<sup>2</sup> :  
750 pies<sup>3</sup>/min.
- Presión máxima de descarga : 125 PSI.
- Potencia requerida para comprimir a 100 PSI :

$$142.75 \text{ CV} = 140.8 \text{ HP} = 105 \text{ Kw.}$$

Determinando la energía específica se tiene:

- Compresor tipo "L" :

$$\begin{aligned} \text{Energía Específica} &= 139.07 \text{ HP} / 704.74 \text{ CFM} \\ &= 0.197335 . \end{aligned}$$

- Compresor a tornillo:

$$\begin{aligned} \text{Energía Específica} &= 140.8 \text{ HP} / 750 \text{ CFM} \\ &= 0.187733 . \end{aligned}$$

Estos valores están referidos para instalaciones a nivel del mar.

A medida que el compresor se instala a mayor altura sobre el nivel del mar, su rendimiento disminuye por influencia del aire atmosférico analizado en el capítulo 2 de este proyecto; lo que significa un mayor consumo de energía por caudal de aire generado.

Como se observa el consumo de energía por aire generado (HP/CFM) en el compresor tipo tornillo es menor que el correspondiente a uno de movimiento alternativo tipo "L", esto es:

$$0.187733 \text{ HP/CFM} < 0.197335 \text{ HP/CFM}$$

Lo cual demuestra que para compresores equivalentes, el tipo tornillo requiere menor potencia para comprimir aire a la misma presión. Esto sin duda es una ventaja de estos compresores que en los últimos años han empezado a desplazar a los de movimiento alternativo. Luego las ventajas de este com-



presor respecto a los de movimiento alternativo son:

- a) Para una misma potencia requerida, mayor caudal generado y a presión equivalente.
- b) Las pulsaciones por efecto de la compresión en un compresor a tornillo prácticamente no existe, por cuanto el efecto mismo de la compresión continua hace que el fluido descargue sin fluctuaciones, lo que no ocurre con un compresor de movimiento alternativo, en el cual el efecto de la embolada origina grandes pulsaciones de aire.
- c) Requiere de un tanque reservorio o amortiguador de pulsaciones (Damping Pulsations) de menor tamaño que los requeridos para otro tipo de compresores, por no haber pulsaciones grandes.
- d) Requiere de un arranque con bajo par, dado que el momento de inercia a vencer es menor que en el caso de un compresor alternativo.
- e) Requiere de base o fundiciones menos robustas que en caso de un compresor alternativo, por el mismo hecho de tener menores vibraciones, lo que disminuye los costos por este concepto.

Entre las desventajas:

- Se tiene que en los de tipo tornillo, el sistema de refrigeración es mediante aceite, frente al agua que se utiliza en los compresores alternativos, elevando los costos por este concepto.

- Los ruidos así mismo son mayores que en un equivalente alternativo.

De acuerdo a las ventajas detalladas anteriormente y además como se dijo que existe un compresor de este tipo en la compañía, se optará por considerar este compresor, cuyas características técnicas según Pneumatic Chicago son los siguientes:

- Tipo tornillo, simple etapa
- Modelo: 750 RSQ-1, 9900 lbs.
- Presión de trabajo normal: 100 PSI.
- Presión máxima de descarga: 125 PSI.
- Flujo de máxima descarga: 750 pies<sup>3</sup>/min.
- Potencia requerida en el compresor: 140.8 HP.

### 3.2 Selección del motor de accionamiento

El motor adjunto al compresor, tal como se adquiere el grupo, es un motor Diessel D - 333 T, caterpillar de 190 HP de potencia, que deberá ser sustituido por un motor eléctrico, de manera que bajen los costos de operación y mantenimiento.

Para seleccionar convenientemente se considerarán dos alternativas:

- a) Considerar un motor de 150 HP, 1175 RPM, existente en el taller de la compañía.
- b) Adquirir un nuevo motor, con las características requeridas por el compresor, que sustituya prácticamente al motor D - 333 T.

### 3.2.1 Considerando el motor existente

Se tienen las siguientes características:

- Potencia nominal: 150 HP.
- Velocidad: 1175 RPM.
- Corriente: 190 amperios a 440 voltios.
- Tipo de motor: Inducción, Jaula de Ardi-  
lla, Trifásico, Marca A-  
SEA.

Sistema de arranque: Autotransformador.

La velocidad del compresor es de 2,100 RPM (dato de placa).

Por otro lado el motor Diessel de 2100 RPM (placa), sale del banco de pruebas de la empresa con velocidades reales de:

- Velocidad en vacío: 2050 RPM.
- Velocidad a plena carga: 1950 RPM.
- Potencia (full load): 166 HP.

Como quiera que la potencia del compresor es de 140.8 HP y la del motor eléctrico existente es de 150 HP, se tendrá un factor de seguridad de:

$$f.s. = 150 / 140.80 = 1.06$$

Según Atlas Copco, se recomienda una potencia del motor eléctrico del 20% sobre la potencia del compresor, éste para asegurar la operación del compresor a plena carga, por lo que el motor de 150 HP existen -

te trabajaría a pequeña sobrecarga.

Del punto de vista económico, la adopción de este motor implica el ahorro por este concepto, siendo los costos a establecerse como sigue:

- Motor 150 HP, 1175 RPM	9,000.00 U.S.
- Base de motor	775.00 U.S.
- Sistema de transmisión	425.00 U.S.
- Instalación del conjunto	441.00 U.S.
	10,641.00 U.S.

### 3.2.2 Instalando un motor nuevo.

Con esta alternativa se estará cubriendo realmente la potencia del motor, que garantiza plenamente la operación. Debido a que un motor de esta capacidad:

$1.20 \times 140.8 = 168.96 \text{ HP} \approx 170 \text{ HP}$ , difícilmente alcanza una velocidad de 1950 RPM, de todas maneras se necesitará un sistema de transmisión. Luego los costos de este caso serán:

- Motor 170 HP, 1450 RPM	10,500.00 U.S.
- Base de motor	775.00 U.S.
- Sistema de transmisión	425.00 U.S.
- Instalación del conjunto	441.00 U.S.
	12,141.00 U.S.

### 3.2.3 Selección del motor.

Tomando en cuenta los costos, resulta favorable el empleo del motor de 150 HP, con lo que se daría uso a este motor.

Del punto de vista de su potencia, si bien es cierto que resulta mas adecuado utilizar uno de 170 HP (factor 1.20), utilizando el motor existente de 150 HP también se logra la operación, además debe tomarse en cuenta que el aire requerido es menor al que debe generar el compresor, que significa que existirá momentos en que el motor trabaje en vacío, cuando no sea requerido el flujo máximo.

Luego se instalará el motor actualmente existente en el taller, cuyas características son:

- Potencia nominal: 150 HP.
- Corriente requerida: 190 amperios, para un nivel de tensión de 440 voltios.
- Velocidad: 1175 RPM.
- Tipo de motor: Inducción, jaula de ardilla, trifásico, marca ASEA.
- Sistema de arranque: autotransformador.

Utilizando este motor, se ahorra el costo que representa su adquisición o sea de

§ 9,000.00 sin mayor riesgo en su operación.

Los costos correspondientes a la instalación eléctrica como: cables alimentadores, sistema de control, protección y arrancador, no se han considerado, por cuanto estos costos serán equivalentes en ambos casos.

### 3.3 Diseño del sistema de transmisión motor-compresor

La velocidad del compresor es de 2,100 RPM. Esto significa que no es posible su instalación con el motor por acoplamiento directo, ya que este tiene una velocidad de sólo 1,175 RPM, pues de hacerlo se disminuye exageradamente la capacidad del compresor

Luego el sistema de transmisión motor-compresor será mediante poleas y fajas de transmisión. Siendo la relación de transmisión la siguiente:

$$r = 2,100 / 1,175 = 1.787$$

Dimensiones del sistema de transmisión

- Potencia de diseño: Considerando el factor de servicio f.s. = 1.20

Potencia diseño = Potencia nominal x f.s.

Potencia diseño = 150 x 1.20

Potencia diseño = 180 HP.

- Selección de la faja:

Teniendo: Pot. dis. 180 HP.

RPM eje más rápido = 2100

Se tiene por gráfico de manual:

Sección de faja: 5V

Diámetro exterior  $D_1$ : 7 a 10 pulg.

- Selección de las poleas:

Con  $D_1 = 9.0"$ ,  $D_2 = 9.0 \times 1.787 = 16.08"$

En tablas:

$D_2$  standard = 16.00"

Diámetro de paso:

$D_2$  paso = 16.00 - 0.10 = 15.90"

Donde 0.10, diferencia de diámetro exterior con diámetro de paso de la polea:

Luego:  $D_1$  paso = 15.90 / 1.787

$D_1$  paso = 8.8976

y  $D_1 = 8.8976 + 0.1 = 8.9976$

$D_1$  standard = 9.00"

Relación de transmisión correcta:  $r = 1.778$

- Longitud de faja:

Sabiendo que  $C \geq D_2 = 16"$

y  $C \geq (D_2 + 3 \times D_1) / 2 = 21.5"$

Consideramos:  $C = 21.5"$

$L = 2C + 1.65 (D_2 + D_1)$

$L = 2 \times 21.5 + 1.65 (16 + 9) = 84.25"$

Longitud Standard  $L = 85"$ , implica en tablas:

Faja N<sup>o</sup> 5V 850, con  $K_L = 0.92$

- Distancia entre centros correctos:

$L = 2C + (\pi / 2)(D_2 + D_1) + (D_2 - D_1)^2 / 4C$

$85 = 2C + (\pi / 2)(16 + 9) + (16 - 9)^2 / 4C$

$C = 22.6"$

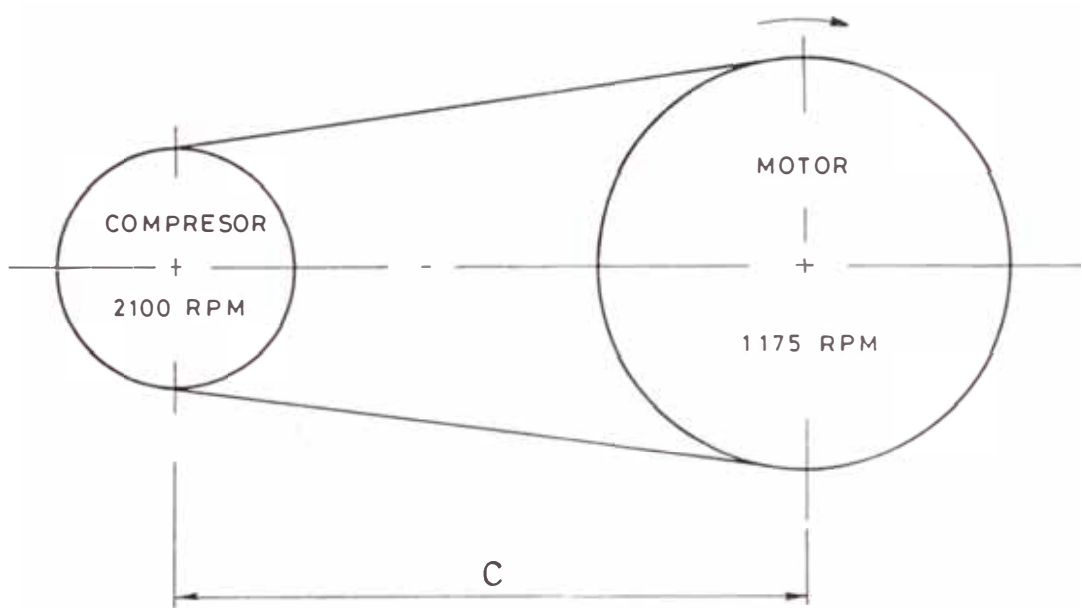


Fig. 3.1 Esquema de Poleas

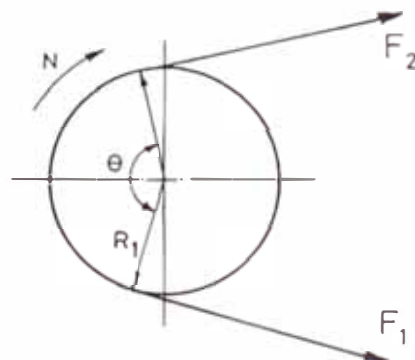


Fig. 3.2 Tensión en la Polea del Compresor



- Potencia de faja:

$$\text{HP/faja} = [(\text{HP/faja}) \text{ tabla} + \text{HP adicional}] K\theta \times KL$$

$$(D2 - D1) / C = (16 - 9) / 22.6 = 0.3097$$

$$\text{De tablas: } K\theta = 0.96, \text{ implica } \theta = 163^\circ$$

$$KL = 0.92$$

$$\text{HP adicional} = 0.0994 \times \#RPM / 100$$

Para 2,100 RPM y 9"0 (compresor):

$$(\text{HP/faja}) \text{ tabla} = 25.8$$

$$\begin{aligned} \text{HP adicional} &= 0.0994 \times 2,100 / 100 \\ &= 2.0874 \end{aligned}$$

$$\text{Luego: } \text{HP/Faja} = [25.8 + 2.0874] 0.96 \times 0.92$$

$$\text{HP/faja} = 24.63$$

Implica:

$$(\text{HP/faja}) \text{ nominal} = 20.967$$

- Número de fajas:

$$n = \text{HP diseño} / (\text{HP} / \text{faja}) = 180 / 24.63 = 7.308$$

Como resultado final se tiene:

Correas estrechas OPTIBELT - SK

Perfil 5V 15 x 13, según norma

Din 7753 y USA Standard RMA / MTPA:

Nº 5V 850

Nº de fajas: 8 fajas

Poleas: D1 = 9"0

D2 = 16"0

Distancia entre centros: C = 22.6"

Longitud de faja: L = 85"

D1 = 9" D2 = 16"

RPM = 2,100 RPM = 1,175

Polea compresor                      Polea motriz

- Torque máximo en el eje de polea

$$T = 63,000 \times \text{HP} / N2$$

$$T = 63,000 \times 150 / 1,175$$

$$T = 8,042.6 \text{ lb-pie.}$$

Donde: T.- Torque máximo lb-pie

N2.- RPM Motor eléctrico: 1,175

HP.- Potencia motor eléctrico: 150

$$\theta = 163^{\circ}$$

$$D1 = 9''$$

$$N1 = 2,100 \text{ RPM}$$

$$T = (F1 - F2) R1$$

- Tensado en la transmisión

F1 = Tensión de faja en el lado tenso.

F2 = Tensión de faja en el lado flojo.

La tensión efectiva  $T_e$ , sera:

$$T_e = 33,000 \times \text{HP motor} / V, \text{ (lbs).}$$

Siendo: V = Velocidad de la faja

$$V = \pi \times D \times N / 12$$

$$V = \pi \times 9 \times 2,100 / 12$$

$$V = 4,948 \text{ pies} / \text{min.}$$

$$\text{Luego: } T_e = 33,000 \times 150 / 4,948 = 1,000.4 \text{ lbs.}$$

La tensión en el lado flojo es:

$$F2 = T_e \times 1 / (e^{f\theta} - 1) \text{ (lbs)}$$

f = fricción entre polea y faja, para poleas de

acero y faja "V": f = 0.4

$$\theta = 163 \times \pi / 180 = 2.845 \text{ rad.}$$

$$\text{Desarrollando: } F2 = 471.77 \text{ lbs.}$$

Por cada faja será:  $F = 471.7/8$ ,  $F = 58.97$  lbs.

Esto representa una tensión bastante baja. Con finalidad de evitar posibles resbalamientos se considerará una tensión mínima en el lado flojo, de 100% más de su valor anterior, luego:

$$F2 = 2 \times 471.77, F2 = 943.54 \text{ lbs.}$$

$$F = 943.54 / 8, F = 117.94 \text{ lbs / faja}$$

La tensión máxima  $F1$ , sera:

$$F1 = F2 + Te, F1 = 1,943.94 \text{ lbs.}$$

La tensión máxima por faja:

$$F = 243 \text{ lbs.}$$

Esta tensión máxima según catálogo para la faja utilizada en este caso es: 341.

Luego: 341 lbs. > 243 lbs., ok.

### Cálculo del eje de transmisión

Aplicando la fórmula de la ASME: Eje compacto  
 $d^3 = (16 \times f.s. / \pi) [(T / sy)^2 + (M / Se)^2]^{1/2}$   
 Para este caso consideramos  $M = 0$ , momento flector aplicado al eje.

$$\text{Luego: } d^3 = 16 \times T \times f.s. / (\pi \times Sy)$$

f.s. = Factor de servicio que se toma entre 1.5 a 2.5, según las cargas aplicadas. Para este caso f.s. = 1.75.

$T$  = Torque constante máximo aplicado al eje.

$Sy$  = Límite de fluencia del material sometido a tensión que para el acero SAE 1,030 es de:

$$Sy = 42,000 \text{ PSI.}$$

Reemplazando se tiene:

$$d^3 = 16 \times 8,042 \times 12 \times 1.75 \text{ lb-pulg.}/\pi \\ \times 42,000 \text{ lb/pulg}^2.$$

$$d = 2.74 \text{ pulg.}, \quad d = 2 \frac{3}{4}'' \quad \phi, \quad \text{con chaveta.}$$

Chaveta cuadrada de:  $5/8'' \times 5/8''$ .

### 3.4 Cálculo y diseño del sistema de enfriamiento

El sistema de enfriamiento del aceite está constituido por el ventilador, el radiador y un motor eléctrico que debe mover al ventilador, por lo que estarán conectados por acoplamiento directo o por transmisión de fajas y poleas.

El diseño de este sistema de enfriamiento implica el cálculo y selección de cada uno de sus partes.

#### 3.4.1 Cálculo y selección del ventilador y radiador

Características del fluido:

El flujo de aceite de circulación, según catálogo es de 8,600 lbs/hr., con una densidad promedio de 0.868 (aceite SAE 10 W)

El calor perdido en el aceite debe ser igual al calor ganado por el aire.

$$\text{Luego se tiene: } QA = \dot{m} \times c_p \times \Delta T$$

Donde:

QA = Calor perdido en el aceite.

$\dot{m}$  = Flujo de aceite: 8,600 lbs/hr.

$C_p$  = Calor específico del aceite. Del Manual Industrial Oil Company se tiene:  $0.26 \text{ BTU} / \text{lb} \cdot ^\circ\text{F}$

$\Delta T$  = Diferencia de temperaturas en el aceite.

$$\Delta T = 170 - 130.5 = 39.5 \text{ } ^\circ\text{F}.$$

Reemplazando valores se tiene:

$$Q_A = 8,600 \text{ lb/hr} / (0.26 \text{ BTU/lb} \cdot ^\circ\text{F}) 39.5 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$Q_A = 88,322 \text{ BTU} / \text{hr}.$$

El calor perdido por el aceite debe ser igual al ganado por el aire. El radiador que se utilizará como equipo enfriador es un intercambiador de calor de flujo cruzado, y las diferencias de temperatura no debe ser superior a  $10^\circ\text{C}$  para el aire, según COOLER TOWER INSTALLATIONS, de F. WIRE.

Considerando un salto de temperatura en el aire de  $8^\circ\text{C}$  ( $14.4^\circ\text{F}$ ).

La temperatura del medio ambiente en el caso más caluroso es de  $70^\circ\text{F}$  ( $21.1^\circ\text{C}$ ), con lo cual la temperatura de salida será:

$$T_s = 21.1^\circ\text{C} + 8^\circ\text{C} = 29.1^\circ\text{C} \text{ (} 84.4^\circ\text{F)}$$

Luego para el caso del aire se tendrá:

$$Q = \dot{m}_a \times C_{pa} \times \Delta T_a = 88,322 \text{ BTU} / \text{hr}.$$

$\dot{m}_a$  Flujo de aire requerido para la transferencia de calor:  $\text{lb} / \text{hr}.$

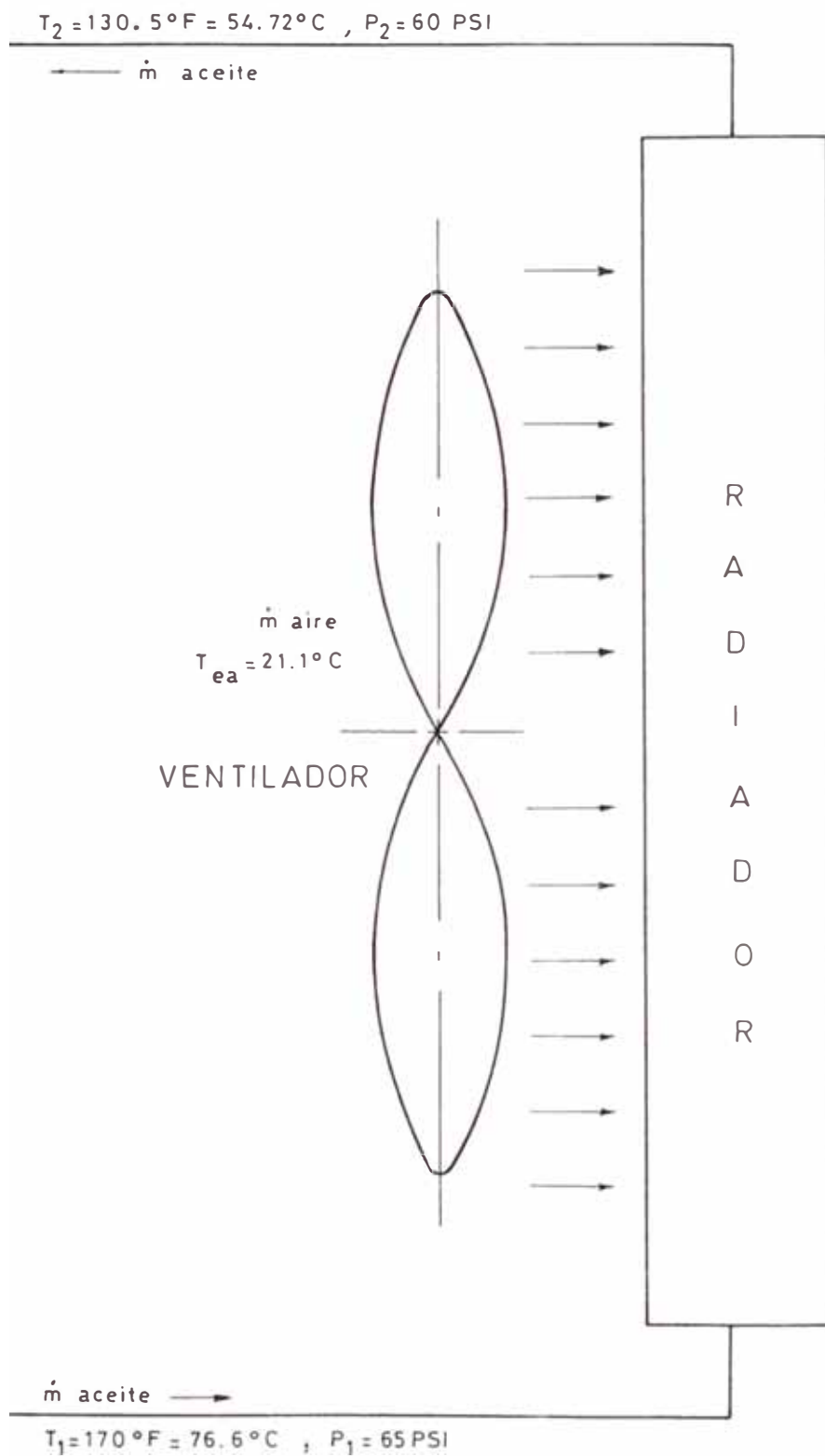


Fig.3.3 Esquema de Ventilador - Radiador

$C_{pa}$  = Calor específico del aire a presión constante, cuyo valor es de 0.241 BTU / lb-°F.

$\Delta T_a$  = Salto de temperatura del aire: 8°C (14.4 °F)

Reemplazando valores se tiene:

$$\dot{m}_a = \frac{88,322 \text{ BTU/hr}}{(0.241 \text{ BTU/lb-}^\circ\text{F}) \times 14.4 \text{ }^\circ\text{F}}$$

$$\dot{m}_a = 25,450 \text{ lb/hr.}$$

La densidad del aire para las condiciones de entrada, o sea a 70 °F, es de 1.26 kg/m<sup>3</sup> con lo cual el volumen de aire requerido en el ventilador será:

$$\dot{V} = 11,544 \text{ kg/hr.} / 1.26 \text{ kg/m}^3 = 9,162.00 \text{ m}^3/\text{hr.}$$

$$v = 323,552.00 \text{ pies}^3/\text{hr.} = 5,392.55 \text{ pies}^3/\text{min.}$$

#### Ventilador

Con este último dato, del Catálogo International Hanok Co, para ventiladores de flujo axial se tiene:

- Tipo (modelo): HK-306Z, axial.
- Flujo de aire: 5,400 CFM.
- Velocidad del ventilador: 1,450 RPM.
- Número de aspas: Cuatro.
- Material: Aluminio, con alma de acero que le da resistencia adecuada.

- Diámetro de las aspas: 810 mm.

#### Radiador

Para las condiciones de enfriamiento se tiene del Catálogo Caterpillar:

- Modelo: PX - 017575
- Dimensiones: 1870mm. x 1150mm. x 420mm.
- Peso: 1,600 kg.

#### 3.4.2 Cálculo del motor de accionamiento del ventilador

Como el motor de 150 HP seleccionado no podrá accionar al ventilador, se necesitará un motor propio para accionar éste.

Para esto es necesario saber la potencia del ventilador.

#### Potencia del Ventilador

Para determinar la potencia del ventilador es necesario conocer algunas recomendaciones prácticas, tal como sigue:

##### Ventiladores Axiales

- Recomendado para trabajar a bajas presión y grandes caudales.
- Presión efectiva de salida:  $200 \text{ Kg/m}^2$ .  
(200 mm. H<sub>2</sub>O).
- Rendimiento máximo:  $\eta_{\text{máx.}} = \eta_{\text{ext.}} \times \eta_{\text{int}}$   
= 0.90.



### Ventiladores Centrífugos

- Trabaja a presiones altas y caudales débiles.
- Presión efectiva de salida: 800 a 2,500 kg/m<sup>2</sup>.
- Rendimiento máximo:  $\eta_{\text{máx.}} = 0.60$  a 0.70

### Ventiladores helicocentrífugos

- Trabaja a presiones y caudales intermedios.
- Presión efectiva de salida: 200 a 800 kg/m<sup>2</sup>.
- Rendimiento máximo:  $\eta_{\text{máx.}} \approx 0.2$  aprox.

Como nuestro ventilador es axial, aplicaremos las recomendaciones correspondientes a este tipo. También sabemos que trabaja a sobrepresión, esto es  $p_2 > p_1$ .

Se admite que la presión de entrada es la atmosférica, luego:  $p_1 = 0$  y  $v_1 = 0$

Según la ecuación de Bernouilli:

$$P \text{ eje} = Q \times (p_2 - p_1) / 75 \times \eta_{\text{ext.}} \times \eta_{\text{int.}}$$

Donde:

P eje.- Potencia aplicada al eje del ventilador (CV).

P<sub>2</sub> y P<sub>1</sub>.- Presiones de salida y entrada en el ventilador respectivamente (kg/m<sup>2</sup>).

Q.- Caudal en el rotor del ventilador en m<sup>3</sup>/seg.

$\eta$  = Rendimiento global del ventilador ( $\eta$  as  
mido  $\leq \eta$  máx.)

Para nuestro caso se tiene lo siguiente :

$$P_1 = 0$$

$$P_2 = 200 \text{ kg/m}^2 \text{ (asumido)}$$

$$Q = 5,400 \text{ CFM} = 2.5485162 \text{ m}^3/\text{seg.}$$

$$\eta = 0.70 \text{ (asumido)}$$

Luego:

$$\begin{aligned} P \text{ eje} &= 2.5485162 \times 200 / 75 \times 0.70 \\ &= 9.7 \text{ CV.} \end{aligned}$$

El motor seleccionado para este caso, es decir para accionar el ventilador seleccionado es el siguiente:

Motor eléctrico Asíncrono Trifásico de Jaula de Ardilla, construcción cerrada con ventilación exterior.

Serie NV 132 M4, 10 HP, 50 Hz, 1450 RPM

Aislamiento clase E,  $T=75^{\circ}\text{C}$ . Delcrosa.

Diámetro de eje: 38 mm.

Dimensiones: Largo: 410 mm.

Diámetro exterior: 260mm

Debido a que entre el motor y el ventilador la relación de transmisión es igual a la unidad, se decide acoplar ambos en forma directa mediante bridas, llamado también acoplamiento rígido.

### Cálculo del eje de accionamiento del ventilador

- Torque en el Eje:

$$T = 63,000 \times P \text{ eje} / N$$

$$T = 63,000 \times 10 \text{ HP} / 1,450 = 434.5 \text{ lb-pie.}$$

$$T = 5,213.8 \text{ lb-pulg.}$$

Se sabe que:

$$d^3 = (16/\pi \times S_d)(T \times C_T)$$

Donde:

$$S_d = 0.3 S_y \text{ ó } 0.18 S_u.$$

$$C_T = 1.00 \text{ a } 1.50, \text{ para carga constante.}$$

$C_T = 1.2$ , coeficiente de seguridad por torsión. Asumido para cargas livianas y constante.

Reemplazando:

$$d^3 = 16 \times 5,213 \times 1.2 / \pi \times 6,000$$

$$d = 1.745 \text{ pulg.}$$

En conclusión:

$$d = 1 \frac{3}{4}'' \phi, \text{ con chaveta.}$$

Chaveta plana:  $\frac{3}{8}'' \times \frac{1}{4}''$  (ancho x altura).

#### Selección de la chumacera

Del catálogo FYH Pillow Blocks: Soporte de eje de un solo cuerpo tipo SL 209-28 y rodamiento de bolas simples.

#### 3.4.3 Cálculo y selección del circuito de aceite

El aceite que circula en el sistema

compresor-radiador lo hace por medio de tubería, impulsado por presión neumática del mismo compresor, cuyo flujo de circulación está controlado por un sistema de control especial.

El flujo de aceite de circulación para este compresor es de 8,600 lb/hr = 3,900.90 kg/hr = 65.00 kg/min.; para una densidad promedio de 0.856 kg/lt, luego el flujo volumétrico será:

$$Q = \dot{V} = 65.00 \text{ kg/min.} / 0.856 \text{ kg/lt} = 75.93 \text{ lt/min.}$$

$$\dot{V} = 0.04469 \text{ pies}^3/\text{seg.}$$

Velocidad recomendada,  $V = 1.5$  a  $3$  pies/seg

Asumiendo,  $V = 2$  pies/seg.

El diámetro del tubo correspondiente será:

$$d = (4Q / \pi \times V)^{1/2}$$

Reemplazando:  $d = 2.024$  pulg.

Consideramos:  $d = 2 \frac{1}{2}$ "

Sistema de control del compresor y circuito de aceite

- Control de presión, con manómetro regulador.
- Válvula principal o regulador de control de aire, según el caudal de aire requerido.
- Depósito reservorio.

- Depósito separador de aceite y aire provenientes del compresor.
- Válvula de seguridad, instalado en el separador de aceite, graduado a una presión del 15% sobre la presión máxima de descarga.
- Termómetro medidor de temperatura del aceite en el tanque separador.

### 3.5 Cimentación del Compresor.

El compresor girará a una velocidad de 2,100 rpm. a plena carga con un peso neto de 9,900 lbs. (4,500 kg), esto va a originar vibraciones cuya potencia se denomina RESONANCIA.

La resonancia es la vibración u oscilación que origina una máquina cuando está en operación. La ecuación de la resonancia está definida por:

$$(1) \quad f_n = (1/2\pi)(K/M)^{1/2} = (1/2\pi)(K \times g/W)^{1/2}$$

Donde:

$f_n$  .- Frecuencia de vibración propia del sistema, esto es entre compresor y su base.

$K$  .- Coeficiente de muelle, en este caso el correspondiente a la base de concreto, expresado en kg/cm.

$W$  .- Peso del compresor, el cual será considerado un 15% más, previniendo con esto sobrecargas, esto es 5,175 kg.

$g$  .- Aceleración de la gravedad.

M = Masa total del compresor  $M = W/g$

El esfuerzo de trabajo del concreto se considera en 15% del esfuerzo de diseño del mismo o resistencia a compresión.

Se utilizará el concreto cuya resistencia a compresión es  $f'c = 175 \text{ kg/cm}^2$ .

Luego:  $f_b = 0.15 f'c$

$$f_b = 0.15 \times 175 ; f_b = 26.25 \text{ kg/cm}^2$$

Resistencia real del concreto a la compresión.

#### AREA MINIMA REQUERIDA EN LA BASE

Se considerará los pesos actuantes sobre la base de concreto, o sea los correspondientes al compresor y motor eléctrico.

Peso del compresor RSQ - 1 - 750      5,175 kg.

Peso del motor eléctrico 150 HP      1,450 kg.

6,625 kg.

Area mínima total:

$$A = 6,625 \text{ kg.} / 26.25 \text{ kg.} / \text{cm}^2 = 253 \text{ cm}^2.$$

Sin embargo según las dimensiones requeridas por el compresor y el motor, por condiciones reales de instalación (según plano) se tiene que el area sometido a compresión para las vigas canal 6 U 10 1/2 con ala ancha de 3 1/2" es:

$$\text{Compresor: } 2 \times 9 \text{ cm.} \times 183.6 \text{ cm.} = 3,305 \text{ cm}^2$$

$$\text{Motor: } 2 \times 9 \text{ cm.} \times 104.0 \text{ cm.} = 1,872 \text{ cm}^2$$

$$5,177 \text{ cm}^2$$

$$5,177 > 253 \quad , \quad f.s = 5,177 / 253 = 20.46$$

Estas resistencias están referidas a cargas estáticas. Sin embargo lo que interesa es calcular la base de concreto, considerando las vibraciones que origina el compresor y motor sobre sus bases.

Aplicando la fórmula (1) para cargas dinámicas se tiene:

$$f_n = (1 / 2\pi) [k' \times g / (W_c + W)]^{1/2}$$

$$W_c + W = k' \times g / f_n^2 \times 4\pi^2$$

$$= 6.8 \times 10^5 \text{ kg/cm} \times 981 \text{ cm/seg}^2 /$$

$$(35)^2 \times 4\pi^2 (\text{ciclos/seg})^2$$

$$W_c + W = 13,790 \text{ kg.}$$

Cabe notar que:

$$f_n = 2,100 \text{ rpm} = 35 \text{ ciclos/seg.}$$

$k'$  = Resistencia dinámica del concreto.

$$\text{Concreto } 150 \text{ kg/cm}^2 \quad k' = 6.8 \times 10^5 \text{ kg/cm.}$$

$$\text{Concreto } 210 \text{ kg/cm}^2 \quad k' = 7.2 \times 10^5 \text{ kg/cm.}$$

$$\text{Concreto } 350 \text{ kg/cm}^2 \quad k' = 7.5 \times 10^5 \text{ kg/cm.}$$

$W_c$  .- Peso del concreto

$W$  .- Peso de máquina (compresor-motor)

$f_n$ , se ha tomado del compresor por ser el más crítico.

$$W_c = 13,790 - 6,625 = 7,165 \text{ kg.}$$

Volúmen del concreto armado:

La densidad del concreto de  $150 \text{ kg/cm}^2$  es de  $3.18 \text{ Tn/m}^3$ . Luego tenemos:

$$V = 7.165 \text{ Tn} / 3.18 \text{ Tn/m}^3 = 2.253 \text{ m}^3$$

Por razones prácticas de instalación se ha definido el area de la base de cada máquina como sigue y tal como se indica en el plano correspondiente:

$$\begin{aligned} \text{Compresor: } 2 \times 29.0 \text{ cm} \times 214.8 \text{ cm.} &= 12,458.4 \text{ cm}^2 \\ &= 1.24584 \text{ m}^2. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Motor: } 81.0 \text{ cm} \times 124.0 \text{ cm} &= 10,044 \text{ cm}^2 \\ &= 1.0044 \text{ m}^2. \end{aligned}$$

$$\text{Area total: } 2.25024 \text{ m}^2$$

Luego la altura requerida es:

$$h = V / A = 2.253 \text{ m}^3 / 2.25024 \text{ m}^2 = 1.0 \text{ m.}$$

Se considera entonces:

Altura de empotramiento 60% , 0.60 m.

Esto implica que queda libre 0.40 m.

Para el compresor se ha respetado las alturas libres y de empotramiento correspondiente.

Para el motor se ha incrementado la altura libre en 0.35 m. más que su correspondiente 0.40 m., quedando finalmente en 0.75 m., esto por razones de nivelación de ejes entre motor y compresor, pero se ha conservado la altura de empotramiento correspondiente.

En resumen el bloque de concreto base tiene las siguientes dimensiones:

Base de compresor: 2 x 290mm. x 2,148mm. x 1,000mm

Base de motor: 810mm. x 1,240mm. x 1,350mm.



Además las bases de concreto tienen anclados fierros en los extremos, tal como se indica en los planos respectivos, para soldar la viga canal y asegurarlo en esta base.

#### Soporte del compresor

El compresor deberá instalarse en su base estructural, por medio de soportes (anterior y posterior). El peso del compresor es 4,500 kg. el cual según sus características de diseño no tiene una distribución uniforme, estimando por lo tanto:

Soporte anterior: 2,800 kg.

Soporte posterior: 1,700 kg.

Se deberá acondicionar soportes para cada caso de manera que su instalación sea segura y garantizada.

Para el apoyo anterior el compresor seleccionado está constituido de anillo cuyas dimensiones y características son:

- Diámetro externo: 46
- Diámetro interno: 44"
- Espesor de anillo: 7/8"
- Número de agujeros dispuestos para el empalme:  
12 de 5/8"  $\phi$  cada uno.

Luego el anillo de acoplamiento tendrá el mismo número de agujeros, debiendo verificarse si los pernos a instalarse soportan estas cargas. Se supondrá que cada perno soportará una misma carga so-

metido a corte, por lo que la carga unitaria sera:

$$f_c = f.s \times \text{Carga total} / 12$$

$f_c$  = carga unitaria sometido a corte en el perno.

$$f_c = 1.5 \times 6,173 \text{ lbs.} / 12 = 771.6 \text{ lbs/perno}$$

Se utilizarán pernos de acero grado 6, cuyas características técnicas serán:

- Diámetro nominal:  $5/8" \phi$ .
- Esfuerzo de fluencia:  $S_y = 110,000 \text{ PSI}$ .
- Esfuerzo de rotura a tensión:  $S_u = 120,000 \text{ PSI}$ .
- Esfuerzo de trabajo a corte:  $S_t = 30,000$

El área del perno requerido según la carga será:

$$\begin{aligned} A_p &= f_c / S_t = 771.6 \text{ lb.} / 30,000 \text{ lb.} / \text{pulg.}^2 \\ &= 0.026 \text{ pulg.}^2 \end{aligned}$$

El diámetro correspondiente será:

$$\begin{aligned} d_p &= (4 A_p / \pi)^{1/2} = (4 \times 0.026 / \pi)^{1/2} \\ d_p &= 0.181 \text{ pulg.} \approx 3/16" \phi \end{aligned}$$

Luego:

$0.181 \text{ pulg.} < 0.625$ : El perno no fallará por corte.

Cálculo por aplastamiento

$a = 6,000 \text{ PSI}$ , esfuerzo de aplastamiento para planchas de acero comercial A-36.

Luego:

$$(t \times d_p) \sigma_a = P \quad ; \quad P = 771.6$$

$$d_p = 5/8" \phi$$

$$t = P / d_p \times \sigma_a = 771.6 \text{ lb} / 0.625 \text{ pulg.} \times 6,000 \text{ lb} / \text{pulg}^2$$

$$t = 0.2058 \text{ pulg.}$$

$$\text{Con f.s.} = 1.5$$

$$t = 1.5 \times 0.2058 = 0.3086$$

Se considerarán planchas de 7/8" igual que en el compresor, ya que:

$$7/8" (0.875) > 0.3086$$

Luego, no existirá tampoco fallas por aplastamiento de la plancha.

#### Características del perno

- Calidad : grado 6, SAE 1,045.
- Diámetro nominal: 5/8"  $\phi$  N.C.

#### Soporte posterior

El peso del compresor que actúa sobre este apoyo es aproximadamente: 1,700 kg.

Dicho soporte viene acondicionado en el compresor desde su fabricación. Este apoya directamente sobre el perfil estructural que se encuentra a cada lado inferior del compresor, paralela al eje, según se muestra en el plano correspondiente.

Para el caso del motor, igualmente se acondicionará bridas o anillos con pernos de 5/8"  $\phi$  (8 pernos) que soportarán el peso del motor, unidos así mismo a la base mediante estructura acondicionada similar a los apoyos del compresor tal como se muestra en el plano correspondiente.

## CALCULO Y DISEÑO DEL SISTEMA DE DISTRIBUCION DE AIRE

### Disposición del sistema

La disposición del sistema de tuberías para el suministro de aire de acuerdo al plano N° 1 (plano de distribución de tuberías) comprende tres circuitos principales e independientes:

#### a) Circuito N° 1

Suministro de aire al taller de fabricación, cuyas características son:

- Longitud del tramo: 235 metros, comprendidos entre el tanque principal en la compresora, y el tanque secundario o de distribución en la zona de fabricación.
- Capacidad de aire a suministrarse, igual a la capacidad actual más la proyección determinada.

Capacidad actual: 207.00 pies<sup>3</sup>/min.

Ampliación:

- Cizalla Neumática: 28.50 pies<sup>3</sup>/min.
- Arenadora : 30.00
- Amoladora 8" x 1" 16.00 "
- Pulidora 125mm.φ : 10.00

- Otras herramientas: 16.00 pies<sup>3</sup>/min.  
 Total ampliación: 100.50 pies<sup>3</sup>/min.

Total aire a transportarse:

Actual : 207.00 pies<sup>3</sup>/min.  
 Ampliación : 100.50 "  
 307.50 pies<sup>3</sup>/min.

Por fugas, simultaneidad y otros aplicamos un factor de servicio: f.s. = 1.1

Luego:

$$Q_1 = 307.50 \times 1.1$$

$$Q_1 = 338.25 \text{ CFM} = 0.1596 \text{ m}^3/\text{seg.}$$

b) Circuito N° 2

En el taller de equipo liviano:

Suministro de aire a las secciones de Reparación de Motores, Sistema de transmisión, Lavado y Engrase, cuyas características son:

- Longitud del tramo: 146.50 m. hasta el extremo más alejado de suministro.
- Aire máximo requerido:

Actual : 200.25 pies<sup>3</sup>/min.

Ampliación:

- Bomba neumática 18.00 pies<sup>3</sup>/min  
 - Llave neumática 5.00 "  
 - Otras herramientas 16.00 "  
 39.00 pies<sup>3</sup>/min

Luego el aire total a suministrarse por el circuito

Será:

Actual	:	200.25 pies <sup>3</sup> /min.
Proyección	:	39.00 "
		<hr/>
		239.25 pies <sup>3</sup> /min.

Con f.s. = 1.1, se tiene:

$$Q_2 = 239.25 \times 1.1$$

$$Q_2 = 263.175 \text{ CFM} = 0.1242 \text{ m}^3/\text{seg.}$$

c) Circuito N° 3

Suministro de aire a las secciones de pintura, enllante, arenadora; que también forma parte del taller de equipo liviano.

- Longitud del tramo: 65 m. hasta el extremo más alejado.
- Flujo de aire requerido:

Actual	:	113 pies <sup>3</sup> /min.
Proyección	:	21 "
		<hr/>
		134 pies <sup>3</sup> /min.

Con f.s. = 1.1, se tiene:

$$Q_3 = 134 \times 1.1 = 147.4 \text{ CFM} = 0.0696 \text{ m}^3/\text{seg.}$$

d) Tramos Secundarios

Que comprenden básicamente las derivaciones, tales como los provenientes del tanque secundario (en taller de fabricación), que a su vez comprenden:

- Ramal I', con una longitud de 132.5 m. y consumo de aire de:  $q_{I'} = 143 \text{ CFM} \times 1.10 = 157.30 \text{ CFM}$
- Ramal I'', con una longitud de 68 m. y consumo de aire de:  $q_{I''} = 164.5 \text{ CFM} \times 1.10 = 180.95 \text{ CFM}$ .

#### 4.1 Cálculo y selección del sistema de tuberías

Se analizará cada uno de los circuitos, teniendo en cuenta que las presiones son las mismas en cada circuito.

##### 4.1.1 Calidad y Diámetro de las tuberías

###### - Características de las tuberías:

Las tuberías para la conducción del aire comprimido deben ser de acero estirado, sin costuras, según norma DIN 2,448, en color negro, del tipo comercial. No es recomendable el tubo galvanizado, ni el tubo soldado, porque existe el riesgo de que se produzcan fugas de aire por el cordón de soldadura.

Las características técnicas constructivas de las tuberías a utilizarse son:

- Calidad: acero al carbono, estirado, sin costura.
- Esfuerzo de diseño: 21,000 PSI
- Esfuerzo de trabajo:  
 $0.60 S_d = 0.60 \times 21,000 = 12,000 \text{ PSI}$
- Espesor: desde SCH-10 hasta SCH-160, encubriendo una gama de espesores según los diámetros correspondientes.
- Velocidad del aire: según las recomendaciones del International Joy Company en "Compressed air" se tienen los siguientes

valores:

- a) Tuberías principales o Matriz, que sale del depósito de aire o tanque, y que conduce la totalidad del aire comprimido, en este caso para cada ramificación:

Velocidades:

$$5.5 \text{ m/seg} \leq V \leq 12.5 \text{ m/seg.}$$

- b) Tuberías secundarias o ramificaciones de las tuberías principales:

Velocidades:

$$8.5 \text{ m/seg} \leq V \leq 15 \text{ m/seg.}$$

- c) Tuberías de servicio, que alimentan a los equipos neumáticos.

Velocidades:

$$10 \text{ m/seg} \leq V \leq 18 \text{ m/seg.}$$

En este caso consideramos los siguientes valores:

Tuberías principales:  $V = 10 \text{ m/seg.}$

Tuberías secundarias:  $V = 12.5 \text{ m/seg.}$

Estos valores serán reajustados, al adecuar el diámetro del tubo al standard.

#### 4.1.1.1 Taller de fabricación

Diámetro del tubo en el circuito N° 1.

$$D1 = (4 \times q1 / \pi \times v1)^{1/2} \quad (1)$$

D1: Diámetro del tubo del circuito (m).



q1: Caudal de aire ( $\text{m}^3/\text{seg.}$ )  
 $= 0.1596 \text{ m}^3/\text{seg.}$

V1: Velocidad asumida = 10 m/seg.

Reemplazando y operando:

D1 = 0.140 m = 5.60"

Considerar una tubería de 6"  $\phi$  standard, cuyas características según DIN 2,448 son:

- Diámetro exterior: 152.4 mm.
- Espesor de pared: 4.5 mm.
- Diámetro interior: 143.4 mm.

Con lo cual la velocidad del aire real será de:

$$V1 = 9.88 \text{ m/seg.}$$

El espesor de pared tomando como base la presión máxima de descarga, determinará posteriormente la calidad del tubo.

#### 4.1.1.2 Taller de equipo liviano

En este caso se ha dividido en dos circuitos:

##### a) Circuito N° 2

Secciones: engrase, frenos, transmisión, motores, etc.

- Flujo de aire:

$$q2 = 263.175 \text{ CFM}$$

$$q2 = 0.1242 \text{ m}^3/\text{seg.}$$

- Velocidad asumida:  $V_2 = 10$  m/seg.

- Diámetro correspondiente:

$$D_2 = (4 \times 0.1242 / \pi \times 10)^{1/2}$$

$$D_2 = 0.1257 \text{ m} = 4.95''$$

Se considera tubería de 5"  $\phi$  std.

Características del tubo según

DIN 2,448

- Diámetro exterior: 127.0 mm.

- Espesor de pared: 4.0 mm.

- Diámetro interior: 119.0 mm.

Siendo por lo tanto la velocidad

real del aire en el tubo de 5"  $\phi$

Std.:  $V_2 = 11.16$  m/seg.

Circuito N° 3

Secciones: pintura, enllante y

arenado.

- Flujo de aire:  $q_3 = 147.4$  CFM  
 $= 0.0696 \text{ m}^3 /$

seg.

- Velocidad asumida:  $V_3 = 10$  m/seg

El diámetro del tubo será:

$$D_3 = (4 \times 0.0696 / \pi \times 10)^{1/2}$$

$$D_3 = 0.094 \text{ m} = 3.7''$$

Se considera tubería de 4"  $\phi$  Std

Características del tubo según

DIN 2,448:

- Diámetro exterior: 101.6 mm.

- Espesor de pared: 3.6 mm.

- Diámetro interior: 94.4 mm.

Con lo cual la velocidad real del aire será:

$$V_3 = 9.94 \text{ m/seg.}$$

### Cálculo de los espesores del tubo

Para verificar si los espesores de los tubos determinados anteriormente satisfacen las presiones de operación y prueba, se determinarán los espesores reales del tubo para cada caso:

La ecuación general que determina el espesor del tubo es:

$$t = P \times D / 2 \times St \times e + 1/16" \quad (2)$$

Donde:

t.- Espesor requerido en el tubo (pulg).

D.- Diámetro del tubo del circuito (pulg).

St.- Esfuerzo de trabajo del tubo de acero:

6,250 PSI (manual de tuberías).

e.- Eficiencia de la costura. En tubos lisos, como en este caso:  $e = 1.0$

P.- Presión de prueba de la tubería, la cual es equivalente al 150% de la presión máxima de operación, siendo esta última 125 PSI (en compresor).

O sea:  $P = 1.5 \times 125 = 187.5 \text{ PSI.}$

El valor 1/16" (1.59 mm), se considera margen de corrosión.

Reemplazando valores en la ecuación (2):

Circuito N° 1

Tubería 6"  $\phi$  Std.

$$t_1 = 187.5 \times 6/2 \times 6,250 \times 1.0 + 1/16''$$

$$t_1 = 0.1525 \text{ pulg.} = 3.87 \text{ mm.}$$

Como 3.87 mm.  $<$  4.50 mm., la tubería soportará las operaciones de trabajo y posibles sobrecargas.

Del mismo modo se determinan los espesores para los demás circuitos, cuyos resultados se detallan en el cuadro N° 4.1.

Cuadro N° 4.1.- Espesores de Tubos, DIN 2,448.

Diámetro STD	Espesores (mm)		Peso del tubo (kg/m.)
	Real	STD	
6"	3.87	4.50	16.40
5"	3.49	4.00	12.20
4"	3.11	3.60	8.76
3"	2.73	2.90	5.28
2"	2.35	2.60	3.12
1 1/2"	2.16	2.60	2.29

4.1.2 Pérdidas de presión de los circuitos, en tramo recto

Presión de descarga del compresor

La presión en el tanque reservorio de aire comprimido es la misma que a la descarga del compresor, o sea 100 PSI.

Al circular el **aire** por los circuitos de tuberías, existirán pérdidas tanto en la tubería, por fricción entre el aire y las paredes del tubo, como en los accesorios existentes.

Según el texto "Air Compressed" de Carnicer Royo, Edición Continental 1,978, se tiene que las pérdidas de presión en un tramo recto de tubería viene expresado por la ecuación:

$$\Delta P = (\beta \times V^2 / R \times T \times D) L \times P \quad (3)$$

Donde:

$\Delta P$ .- Caída de presión en el tramo recto de tubería (atm).

P.- Presión de ingreso en la tubería e igual a la presión máxima (atm):

$$100 \text{ PSI} \approx 6.80 \text{ atm.}$$

R.- Constante del gas, cuyo valor para un gas ideal es 29.27 (caso del aire).

T.- Temperatura absoluta ( $^{\circ}\text{K}$ ), cuyo valor es:  $T = t + 273$  siendo "t" la temperatura del aire en circulación.

D.- Diámetro interior del tubo del circuito correspondiente (mm).

L.- Longitud del tramo de tubería del circuito correspondiente (m).

V.- Velocidad del aire (m/seg.).

$\beta$ .- Índice de resistencia (coeficiente de

resistencia), en función al grado medio de la rugosidad, cuyo valor varía según la cantidad de aire suministrado (G), en kg/hr. El valor de G será:

$$G = \gamma_a \times q \times 3,600 \text{ (kg/hr)} \quad (4)$$

donde:

a.- Peso específico del aire:  $\text{kg/m}^3$

q.- Flujo o caudal de aire:  $\text{m}^3/\text{seg.}$

El peso específico del aire en las condiciones de salida del tanque, esto es a una temperatura promedio de  $40^\circ\text{C}$ , es de  $1.187 \text{ kg/m}^3$  de acuerdo a la relación:

$$\gamma_{a'} = \gamma_a \times T_1 / T_2$$

Siendo:

$\gamma_a = 1.29 \text{ kg/m}^3$ .- Peso específico en condiciones normales:  $15^\circ\text{C}$   
(entrada).

$T_1 = 273 + 15$ .- Temperatura absoluta ( $^\circ\text{K}$ )  
de entrada.

$T_2 = 273 + 40$ .- Temperatura absoluta ( $^\circ\text{K}$ )  
de salida.

Los índices de resistencia en función del caudal de aire  $q'$  se da en el cuadro 4.2, determinados para tuberías de acero sin costura, según texto CARNICER ROYO, en "Aire Comprimido".

Luego en función de estas consideracio-

nes se evaluarán las pérdidas primarias en tramos de tubería para cada uno de los circuitos.

Cuadro N<sup>o</sup> 4.2.- COEFICIENTE DE RUGOSIDAD  $\beta = F (G)$

G (kg/hr)	$\beta$	G (kg/hr)	$\beta$
10	2.03	1,500	0.97
15	1.92	2,500	0.90
25	1.78	4,000	0.84
40	1.66	6,500	0.78
65	1.54	10,000	0.73
100	1.45	15,000	0.69
150	1.36	25,000	0.64
250	1.26	40,000	0.595
400	1.18	65,000	0.555
650	1.10	100,000	0.520
1,000	1.03		

- a) Circuito N<sup>o</sup> 1 Taller de Fabricación
- Diámetro nominal: 6"
  - Diámetro interior del tubo: 143.4 mm.
  - Longitud del tramo: 235 m.
  - Presión máxima normal: 100 PSI  $\approx$  6 atm
  - Velocidad del aire: 9.88 m/seg. = V1
  - Temperatura promedio: 40<sup>o</sup>C
  - R = 29.27 : constante del aire.
  - $q_1 = 0.1596 \text{ m}^3/\text{seg.} = 338.25 \text{ pies}^3/\text{min.}$

El valor de G, según la ecuación (4) y con  $\gamma_a = 1.187 \text{ kg/m}^3$ .

$$G_1 = 1.1870 \text{ kg/m}^3 \times 0.1596 \text{ m}^3/\text{seg} \times 3600 \text{ seg/hr.}$$

$$G_1 = 682.00 \text{ kg/hr.}$$

Luego para este valor, del cuadro N<sup>o</sup> 4.2 se tiene:  $\beta_1 = 1.0936$

Reemplazando, valores en la ecuación (3):

$$P_1 = 1.0936 \times (9.88)^2 \times 235 \times 6.8 / \\ 29.27 \times 313 \times 143.4$$

$$P_1 = 0.1298 \text{ atm.} = 1.91 \text{ PSI}$$

b) Circuito N<sup>o</sup> 2 Taller de equipo liviano

- Diámetro nominal: 5"
- Diámetro interior: 119.0 mm.
- Longitud del tramo: 146.5 m.
- Presión máxima normal: 100 PSI  $\approx$  6.8 atm
- Velocidad del aire: 11.16 m/seg. = V2
- Temperatura promedio: 40<sup>o</sup>C
- Caudal:  $q_2 = 263.175 \text{ pies}^3/\text{min.}$   
 $= 0.1242 \text{ m}^3/\text{seg.}$

Valor de G2:

$$G_2 = 1.187 \times 0.1242 \times 3,600$$

$$G_2 = 530.73 \text{ kg/hr.}$$

Luego interpolando en el cuadro N<sup>o</sup> 4.2 se tiene:  $\beta_2 = 1.138$

Por lo tanto la caída de presión correspondiente será:

$$\Delta P_2 = 1.138 \times (11.16)^2 \times 146.5 \times 6.8 / \\ 29.27 \times 313 \times 119$$



$$\Delta P_2 = 0.1295 \text{ atm.} = 1.903 \text{ PSI.}$$

c) Circuito N° 3 Taller de equipo liviano

- Diámetro nominal: 4"
- Diámetro interior del tubo: 94.4 mm.
- Longitud del tramo: 65 m.
- Presión máxima normal: 100 PSI  $\approx$  6.8 atm
- Velocidad del **aire**: 9.94 m/seg. = V3
- Caudal:  $q_3 = 147.4 \text{ pies}^3/\text{min.}$   
 $= 0.0696 \text{ m}^3/\text{seg.}$

Valor de G3:

$$G_3 = 1.187 \times 0.069 \times 3,600$$

$$G_3 = 297.414 \text{ kg/hr.}$$

Luego el valor del coeficiente de rugosidad  
será:

$$\beta_3 = 1.2347$$

La caída de presión correspondiente será:

$$\Delta P_3 = 1.2347 \times (9.94)^2 \times 65 \times 6.8 /$$

$$29.27 \times 313 \times 94.4$$

$$\Delta P_3 = 0.0623 \text{ atm.} = 0.916 \text{ PSI.}$$

d) Circuitos secundarios: Taller de fabricación

Están comprendidos dentro de las ramificaciones de los circuitos principales

Circuito N° I'

- Longitud del tramo: 132.5 m.

- Caudal de aire:  $q_{I'} = 157.3 \text{ pies}^3/\text{min.}$   
 $= 0.0742 \text{ m}^3/\text{seg.}$
- Diámetro del tubo para una velocidad de 12.5 m/seg:

$$d_{I'} (4 \times 0.0742 / \pi \times 12.5)^{1/2}$$

$$d_{I'} = 0.087 \text{ m.}$$

Luego considerar una tubería de 3.5"  $\phi$  STD.

Según DIN 2,448:

$$D_e = 88.9 \text{ mm.}$$

$$D_i = 82.5 \text{ mm.}$$

$$e = 3.2 \text{ mm.}$$

Tomando una temperatura promedio de:

$$(15 + 40) / 2 \approx 23^\circ\text{C} = T$$

Luego con  $T = 23^\circ\text{C}$  se tiene:

$$\gamma_a = 1.255$$

Con lo que la velocidad real es:

$$v = 13.88 \text{ m/seg.}$$

El valor de G:

$$G = 1.255 \times 0.0742 \times 3,600$$

$$G = 335.23 \text{ kg/hr.}$$

Interpolando:  $\beta_{I'} = 1.2147$

La caída de presión, para una presión en el tanque secundario de:

$$P_1 = (100 - 1.91) \text{ PSI} = 98.09 \text{ PSI}$$

$$= 6.6746 \text{ atm.}$$

$$\Delta P_{I'} = 1.2147 \times (13.88)^2 \times 132.5 \times$$

$$6.6746 / 29.27 \times 296 \times 82.5$$

$$PI' = 0.2895 \text{ atm.} = 4.255 \text{ PSI.}$$

### Circuito N° I"

- Longitud del tramo: 68 m.
- Velocidad asumida: 12.5 m/seg.
- Flujo de aire: 180.95 pies<sup>3</sup>/min.  
= 0.0854 m<sup>3</sup>/seg.
- Diámetro del tubo para V = 12.5 m/seg.  
 $dI'' = (4 \times 0.0854 / \pi \times 12.5)^{1/2}$   
 $dI'' = 0.093 \text{ m}$  , DI'' nominal = 4"  $\phi$  STD.  
 según DIN 2,448:

$$De = 101.6 \text{ mm.}$$

$$e = 3.6 \text{ mm.}$$

$$Di = 94.4 \text{ mm.}$$

Con lo que la velocidad real es:

$$VI'' = 12.2 \text{ m/seg.}$$

Para  $\gamma_a = 1.255 \text{ kg/m}^3$  y  $T = 23^\circ\text{C}$

$$G = 1.255 \times 0.0854 \times 3,600$$

$$G = 385.84 \text{ kg/hr.}$$

$$\text{Interpolando: } I'' = 1.1875$$

Luego la caída de presión en el tramo I'' sera:

$$\Delta PI'' = 1.1875 \times (12.2)^2 \times 68 \times 6.6746 /$$

$$29.27 \quad 296 \times 94.4$$

$$\Delta PI'' = 0.098 \text{ atm.} = 1.44 \text{ PSI.}$$

#### 4.1.3 Pérdidas en los accesorios

La presencia de accesorios en la instalación de tuberías, como: válvulas, codos,

tees, reducciones, etc., ocasionan pérdidas o caídas de presión.

En el cuadro N<sup>o</sup> 4.3, se dan las pérdidas en los diferentes tipos de accesorios: pérdidas de presión equivalentes a tuberías rectas, expresadas en metros.

Y conforme a este cuadro N<sup>o</sup> 4.3 se determinarán las pérdidas en los accesorios correspondiente a cada circuito; éstas son las pérdidas totales por accesorios, equivalente a metros de longitud de tubo en tramo recto cuyos valores se detallan más adelante.

· CUADRO N<sup>o</sup> 4.3 LONGITUD EQUIV. DE ACCESORIOS (m).

Accesorios de Tubería	Longitud Equivalente en Metros					
	Diámetro Interior de Tubería					
	1	2	3	4	5	6
Válvula Diafragma	1.5	3	4.5	6	8	10
Válvula Globo y Compuerta	0.3	0.7	1	1.5	2	2.5
Curva 90 <sup>o</sup>	0.3	0.6	1	1.5	2	2.5
Curva 45 <sup>o</sup>	0.15	0.3	0.5	0.8	1	1.5
Codos re- dondos	1.5	3.5	5	7	10	15
Tees	2	4	7	10	15	20
Manguito de Reduc.	0.5	1	2	2.5	3.5	4

LONGITUD EQUIVALENTE DE ACCESORIOS (m).

Circuito N<sup>o</sup> 1 (6"  $\phi$ ) : 33 metros.

Se ha considerado.- 1 vál. diafragma (10), 2 válvulas de globo (5), 2 codos 45<sup>o</sup> (3), 6 codos 90<sup>o</sup> (15).

Circuito N<sup>o</sup> 2 (5"  $\phi$ ) : 94 metros.

Se ha considerado.- 1 vál. diafragma (8), 1 vál. globo (2), 1 codo 45<sup>o</sup> (1), 4 codos 90<sup>o</sup> (8) y 5 tees (75).

Circuito N<sup>o</sup> 3 (4"  $\phi$ ) : 32.3 metros.

1 válv. globo (1.5), 1 codo 45<sup>o</sup> (0.8), 3 tees (30).

Circuito N<sup>o</sup> I' (3.5"  $\phi$ ) : 44.5 metros.

1 válv. globo (1.5), 2 codos 90<sup>o</sup> (3), 4 tees (40).

Circuito N<sup>o</sup> I" (4"  $\phi$ ) : 65 metros.

1 válv. diafragma (6), 1 válv. globo (1.5), 5 codos 90<sup>o</sup> (7.5), 5 tees (50).

4.1.4 Presión de descarga al final de cada cir -  
cuito

La presión de descarga en cada circuito será, la presión de ingreso menos las pérdidas totales (tubería más accesorios) correspondientes

a) Circuito N° 1

$$L_e = L_t + L_{ea}$$

$L_e$  .- Longitud total equivalente.

$L_t$  .- Longitud de tubería tramo recto.

$L_{ea}$  .- Longitud equivalente por accesos -  
rios.

Para este caso:

$$L_e = 235 + 33 = 268 \text{ m.}$$

Luego, las pérdidas totales o sea la caí -  
da de presión total será según la rela -  
ción directa:

$$\Delta P_{1T} = \Delta P_1 \times L_e / L_1$$

$$\Delta P_{1T} = 0.1298 \times 268 / 235$$

$$\Delta P_{1T} = 0.1480 \text{ atm.} = 2.175 \text{ PSI.}$$

Presión al final del circuito:

$$P_{1T} = 100 \text{ PSI} - 2.175 \text{ PSI}$$

$$P_{1T} = 97.825 \text{ PSI.}$$

b) Circuito N° 2

Longitud total equivalente:

$$L_e = 146.5 + 94 = 240.5 \text{ m.}$$

Pérdida total:

$$\Delta P_{2T} = 0.1295 \times 240.5 / 146.5$$

$$\Delta P_{2T} = 0.2126 \text{ atm.} = 3.124 \text{ PSI.}$$

Presión al final del circuito:

$$P_{2T} = 100 - 3.124$$

$$P_{2T} = 96.876 \text{ PSI}$$

c) Circuito N° 3

Longitud equivalente:

$$Le = 65 + 32.3 = 97.3 \text{ m.}$$

Pérdida total:

$$\Delta P_{3T} = 0.0623 \times 97.3 / 65$$

$$\Delta P_{3T} = 0.093 \text{ atm.} = 1.37 \text{ PSI.}$$

Presión al final del circuito:

$$P_{3T} = 100 - 1.37$$

$$P_{3T} = 98.63 \text{ PSI}$$

- d) Circuitos Secundarios (Taller de Fabricación)

Circuito N° I'

Longitud equivalente:

$$Le = 132.5 + 44.5 = 177 \text{ m.}$$

Pérdida total:

$$\Delta P_{I'T} = 0.2895 \times 177 / 132.5$$

$$\Delta P_{I'T} = 0.3867 \text{ atm.} = 5.683 \text{ PSI.}$$

Presión al final del circuito:

$$P_{I'T} = 97.825 - 5.683$$

$$P_{I'T} = 92.142 \text{ PSI}$$

Circuito N° I''

Longitud equivalente:  $Le = 68 + 65 = 133 \text{ m}$

Pérdida total:

$$\Delta P_{I''T} = 0.098 \times 133 / 68$$

$$\Delta P_{I''T} = 0.1916 \text{ atm.} = 2.817 \text{ PSI.}$$

Presión al final del circuito:

$$P_{I''T} = 97.825 - 2.817 = 95.008 \text{ PSI.}$$

CUADRO N<sup>o</sup> 4.5 PRESION DE DESCARGA AL FINAL DE CADA CIRCUITO

Circuitos	Diámetro (pulg.)	Presión de descarga (PSI)
Circuito N <sup>o</sup> 1	6"	97.825
Circuito N <sup>o</sup> 2	5"	96.876
Circuito N <sup>o</sup> 3	4"	98.630
Circuito N <sup>o</sup> I'	3.5"	92.142
Circuito N <sup>o</sup> I"	4"	95.008

Del cuadro N<sup>o</sup> 4.5, se tiene que la presión de descarga más baja corresponde al circuito N<sup>o</sup> I', que alimenta a máquinas como Arenadoras y Pulidoras, cuyas presiones de trabajo según el cuadro N<sup>o</sup> 2.6 son:

Máximo: 80 PSI.

Mínimo: 60 PSI.

Lo que significa que no habrá inconveniente en el suministro de aire a las presiones requeridas. Más aun, en los circuitos secundarios se han considerado los análisis como flujos de aire constante hasta el tramo más alejado, lo cual no es así, por cuanto existen suministros de aire en su recorrido, haciendo que las pérdidas sean menores, ya



que el diámetro del tubo en un determinado circuito es constante.

#### 4.2 Cálculo de la capacidad de los tanques de almacenamiento.

Al proyectar una instalación de aire comprimido, se requiere a la salida del compresor o sea a la descarga del aire, la instalación de un tanque de almacenamiento, llamado también depósito de aire a presión, cuya función es:

Equilibrar las pulsaciones de aire procedentes del compresor, evitando de esta manera un régimen de vibraciones en el interior de la tubería de impulsión que podría ocasionar serios inconvenientes.

- Acumular aire comprimido, evitando así cambios bruscos de presión y también una regulación del caudal circulante.
- Actuar de distanciador de los períodos de regulación: carga-vacío o carga-parada.
- Refrigerar el aire, recoger el aceite y el agua condensada.

No existen criterios definidos para el dimensionamiento de estos depósitos, pues está en función del tipo o tipos de compresores instalados, y a la calidad de suministro, esto significa que la capacidad del depósito está determinada según el tipo de regulación, o sea a la diferencia de presión

a la que trabaje la válvula piloto de control.

Como referencia se puede tomar las recomendaciones del manual Joy International, según se detalla:

a) Compresores de movimiento alternativo o de pistón:

La capacidad recomendada en el tanque está comprendida entre 0.55 a 1.5 veces el caudal del aire de descarga, expresado en pies<sup>3</sup>/min. (ó m<sup>3</sup>/min.). Estas dimensiones obedecen la finalidad de que el tanque absorba o amortigüe las pulsaciones del aire, producto de la embolada.

b) Compresores rotativos, en general:

Capacidad del tanque, de 0.15 a 0.45 veces el caudal de descarga en pies<sup>3</sup>/min. (ó m<sup>3</sup>/min).

Como quiera que un tornillo es del tipo rotativo (con escasas pulsaciones), se considerará un promedio de estos valores dados, o sea:

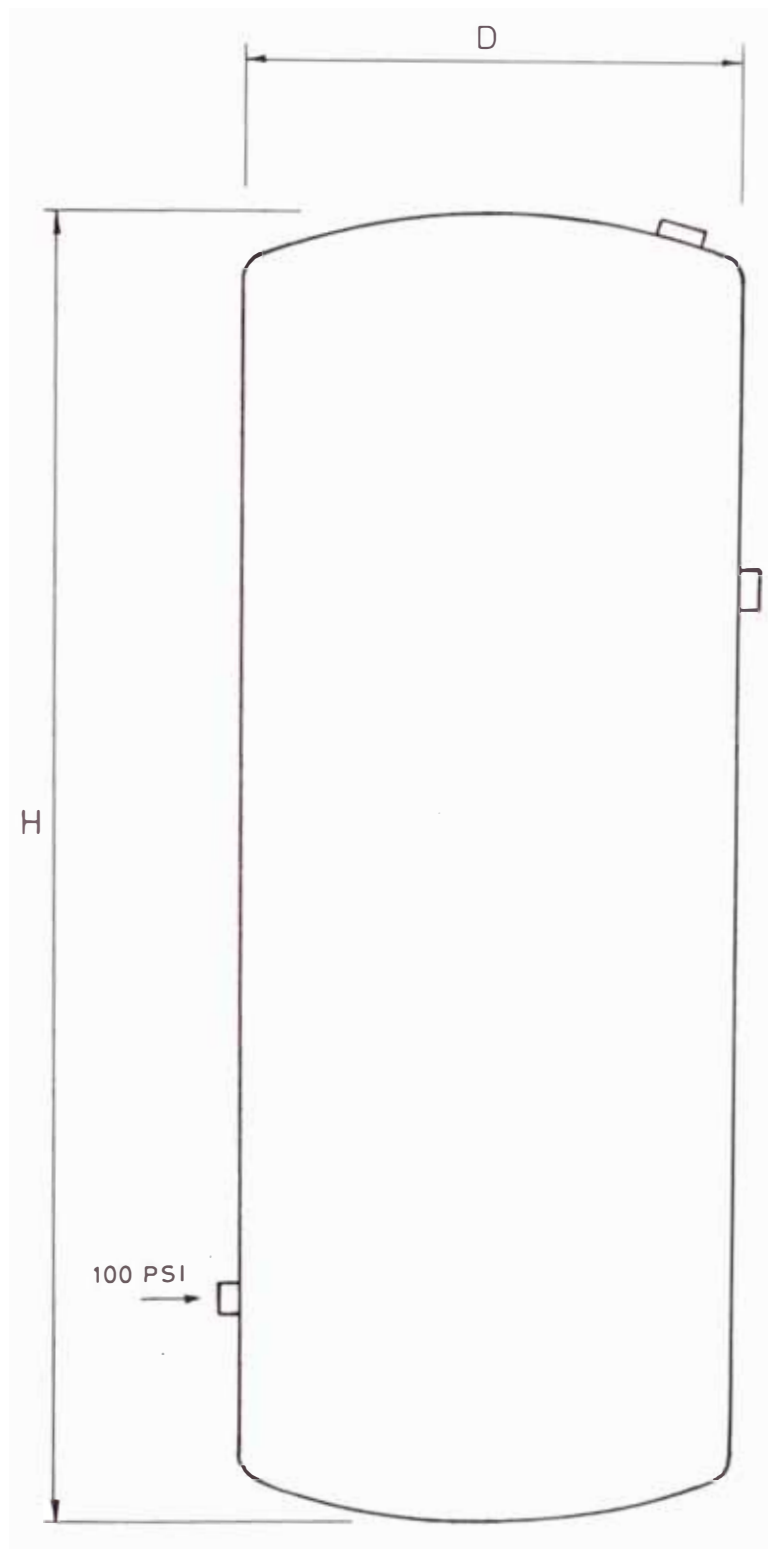
Capacidad promedio  $C = (0.15 + 0.45)Q/2 = 0.30 Q$

Luego la capacidad del tanque será:

$$C = 0.30 \times 750 = 225 \text{ pies}^3 \approx 6.40 \text{ m}^3.$$

La configuración de los tanques son en forma cilíndrica con los extremos interiores cóncavos, que uniformizan las presiones internas.

Estos tanques pueden tener disposición horizon



**Fig. 4.1** Tanque de Almacenamiento de Aire Comprimido

tal o vertical, y están construidos en chapa de a-  
cero.

La relación altura vs. diámetro del tanque, pa  
ra un tanque autosoportado, según API (American Pe-  
troleum Institute) es:

$$D = 0.375 H$$

De donde se tiene:

$$H / D = 8 / 3$$

El volumen del tanque es aproximadamente:

$$V = (\pi \times D^2 / 4) H = 6.40 \text{ m}^3.$$

$$V = (\pi \times D^2 / 4) (8 / 3) D = 6.40 \text{ m}^3.$$

Desarrollando se tiene:

$$D = 1.45 \text{ m} = 4.79 \text{ pies.}$$

$$H = 3.87 \text{ m} = 12.70 \text{ pies.}$$

### Cálculo del espesor del tanque

Para esto se tiene:

$$t = P \times D / 2 \times \sigma_d \times e + (1 / 16)''$$

El material del casco será acero A - 53, cuya carac-  
terística es:

$$\text{Esfuerzo de diseño: } \sigma_d = 21,000 \text{ PSI}$$

t.- Espesor del casco: pulg.

P.- Presión máxima o de diseño = 1.5 veces la pre -  
sión máxima de aire comprimido;  $P = 1.5 \times 125$   
= 187.5 PSI.

D.- Diámetro del tanque: 4.79 pies = 57.48 pulg.

e.- Eficiencia de la costura (unión entre planchas)

la cual se considerará en 0.80.

Reemplazando valores se tiene:

$$t = 187.5 \times 57.48 / 2 \times 21,000 \times 0.8 + (1 / 16)''$$

$$t = 0.3833 \text{ pulg.} \approx 1/2''$$

Se considerará plancha de 1/2" de espesor, para el tanque principal.

#### 4.2.1 Cálculo del tanque secundario

En la zona de fabricación se instalará un tanque de almacenamiento y suministro para las diversas conexiones requeridas, cuyas dimensiones serán calculadas de la misma forma que para el tanque principal, pero con una capacidad equivalente a 0.5 veces el caudal del aire ( $\text{m}^3/\text{seg}$ ).

Esto es:

Capacidad:

$$C = 0.5 \times 338.95 \text{ pies}^3$$

$$C = 169.125 \text{ pies}^3, C = 4.800 \text{ m}^3$$

Las dimensiones del tanque será:

$$V = (\pi \times D^2 / 4) (8 / 3) D = 4.8 \text{ m}^3, \text{ luego:}$$

$$D^3 = 2.2918$$

$$D = 1.3200 \text{ m} = 4.33 \text{ pies} = 51.96 \text{ pulg.}$$

$$H = 3.52 \text{ m} = 11.54 \text{ pies.}$$

Cálculo del espesor del tanque

Se aplicará:

$$t = P \times D / 2 \times \sqrt{d} \times e + (1 / 16)''$$

$t = 0.352$  pulg.  $\approx 7 / 16$  pulg.

Nota.- Ambos tanques serán autosoportados y estarán apoyados por medio de columnas en una base de concreto, cuyos detalles se especifican en el plano correspondiente.

#### 4.3 Accesorios y dispositivos de protección y maniobra

Material: Los accesorios serán de fundición maleable, de igual clase de las tuberías.

a) Válvulas de Diafragma: Son válvulas utilizadas para la apertura y cierre del circuito de aire, de manera que originan las menores pérdidas de presión a su paso, así como un ajuste hermético en la posibilidad de fugas de aire.

Producida por la firma Saunders, Valve Company Ltd. Diaphragm Valve Division.

b) Válvula Globo (o bola), denominado también esférica, de acción rápida. Al igual que las válvulas de diafragma su instalación es mediante brida.

c) Dispositivo purgador de condensado, que será instalado en el Depósito de Almacenamiento de aire, cuya finalidad es el drenaje del condensado que se forme por humedad del aire.

d) Válvula de alivio.- Instalado así mismo en el

tanque de almacenamiento principal, cuya presión regulada para su apertura automática será a 1.10 de la presión máxima de descarga, o sea:

Po = Presión de apertura de válvula de alivio.

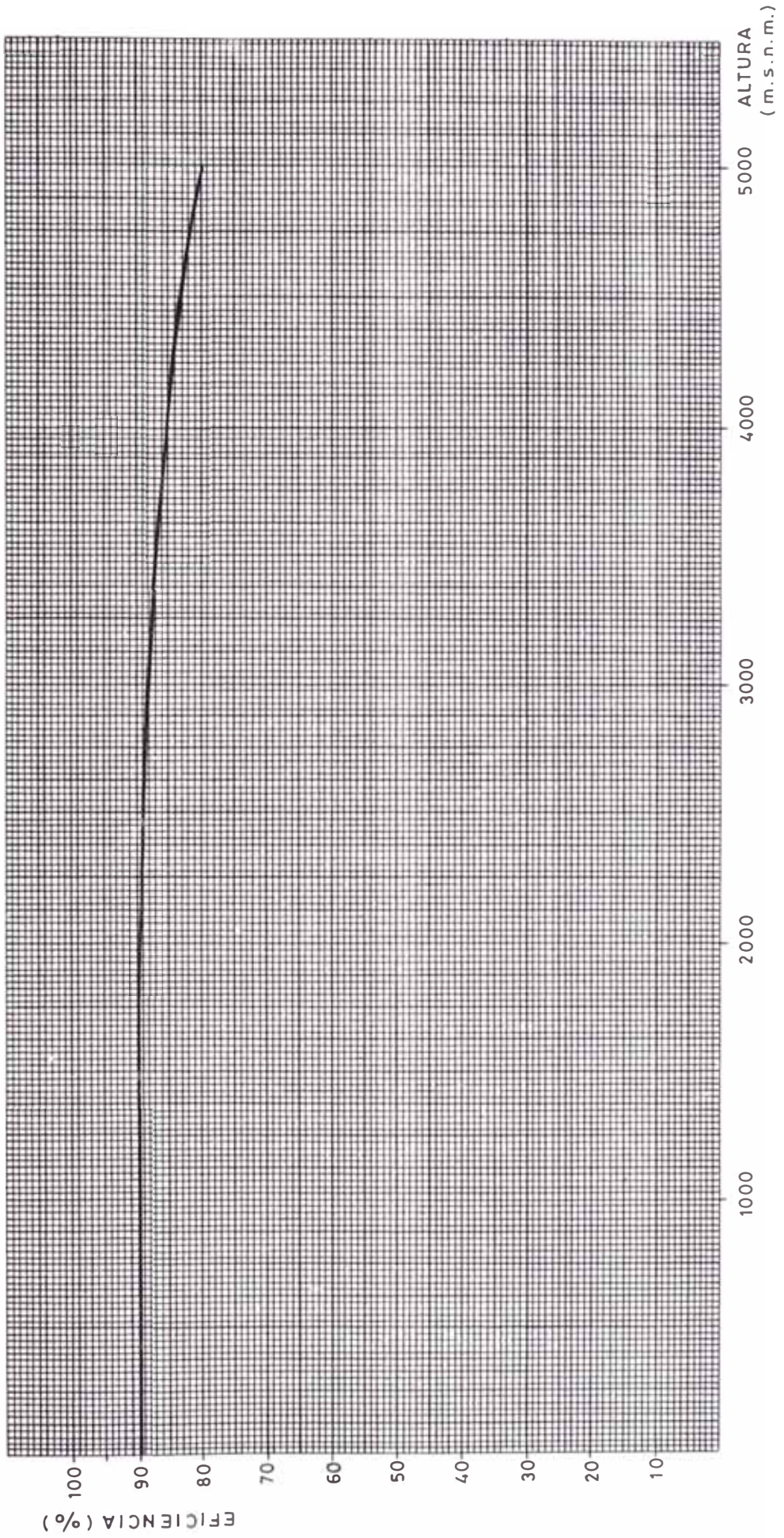
$$P_o = 1.10 \times 125 = 137.5 \text{ PSI}$$

De esta manera, la válvula de alivio, protegerá posibles sobrepresiones en el sistema.

- e) En el tanque secundario.- Se instalará del mismo modo un dispositivo purgador de condensado y una válvula de alivio, similar al tanque principal:

Cada suministro de aire a los respectivos equipos o máquinas neumáticas estará constituido por válvulas esféricas y dispositivo purgador de aceite.

# CURVA DE RENDIMIENTO DEL COMPRESOR REFERENTE A LA ALTURA





## ESPECIFICACIONES DE MONTAJE

### 5.1 Compresor

El compresor de tornillo seleccionado, que a su vez es accionado por el motor eléctrico correspondiente, deberá tener una instalación horizontal sobre la estructura que a su vez descansará en la base de concreto, unidos a éste mediante pernos de anclaje. Como quiera que en un compresor de tornillo, dada su alta velocidad y su forma de compresión, las vibraciones se presentarán en menor grado, por lo que no será necesario instalar elementos amortiguadores entre el metal base y el concreto.

La altura del compresor desde el piso, debe ser tal que facilite las inspecciones y mantenimientos. El sistema se adquiere ensamblado, por lo que se deberá acondicionar para su instalación, así como las instalaciones de toma y descarga del aire.

En la toma del **aire**, o dispositivo de ingreso, debe tenerse en cuenta el empleo de más de un codo, u otros accesorios que originan pérdida de carga, con la consiguiente disminución del rendimiento.

En el plano N<sup>o</sup> 2 (Planos de Montaje) se detalla convenientemente la instalación del sistema.

## 5.2 Motor Eléctrico

Al igual que el compresor, su instalación es sobre estructura que a su vez descansará en base de concreto armado, de las mismas características y fijadas al concreto por medio de pernos de anclaje o fijación.

Cabe notar que el nivel del eje del motor debe ser igual al nivel del eje del compresor, de manera que el sistema de transmisión sea en horizontal. En la base estructural donde se apoya el motor, se deberá acondicionar un dispositivo de cerredera, de manera que permita tensar adecuadamente la faja en "V" de transmisión.

La forma del tensado se realizará manualmente; es decir, aplicar una tensión con el motor parado, utilizando un dinamómetro, que determina la fuerza requerida y necesaria por efecto de la tensión de la faja, tal como se muestra en el esquema (figura 5.1).

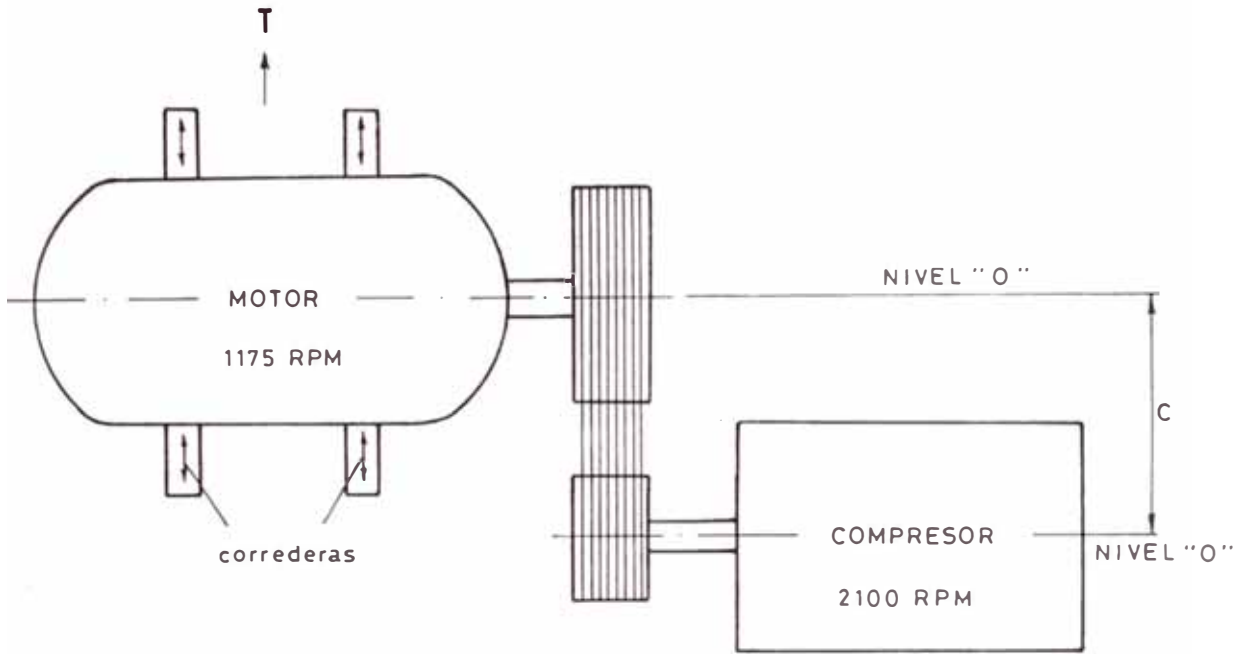


Fig. 5.1 Instalación del Sistema Motor Compresor  
Corredera del Tensado de las Fajas en "V"

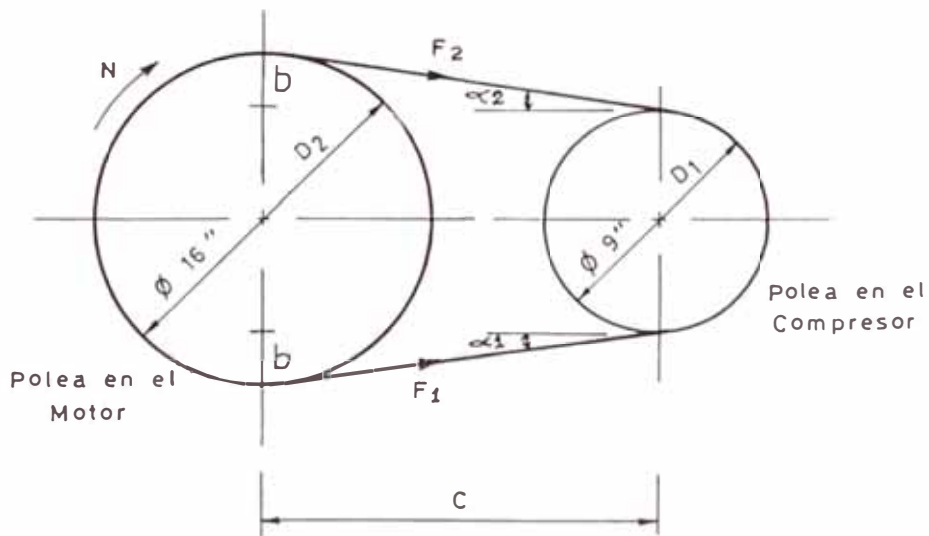


Fig. 5.2 Disposición de las Tensiones Actuantes  
en la Polea

La tensión "T" en el dinamómetro, sera igual al requerido en la faja, o sea igual a la del lado tenso y flojo, que origina finalmente flexión en el eje.

De la figura 5.2 se tiene:

Tensión en la faja(s) lado tenso: F1

Tensión de la faja(s) lado flojo: F2

La fuerza F1 y F2, se descomponen en sus componentes:

$$F1x = F1 \cos \alpha_1$$

$$F2x = F2 \cos \alpha_2$$

$$\alpha_1 = \alpha_2$$

Siendo  $\alpha_1$  y  $\alpha_2$  los ángulos formados por la diferencia de diámetros de ambas poleas y el valor de "C".

$$\operatorname{tg} \alpha = b / c = (D_2 - D_1) / 2C$$

Para:

$D_2 = 16$  pulg., diámetro de polea motriz.

$D_1 = 9$  pulg.

$C = 22.6$  pulg.

Se tiene:  $\operatorname{tg} \alpha = 0.154867$

Luego:  $\alpha = \operatorname{arc. tg.} 0.154867 = 8.8^\circ$

Para:  $F_2 = 471.77$  lbs.

$F_1 = 1,943.94$  lbs.

$T = F_2 + F_1 = 471.77 + 1,943.94$

$T = 2,415.71$  lbs.

Que será la fuerza necesaria para mantener las fajas suficientemente tensas.

Características del ensamble de la polea del compresor y el eje de accionamiento

Para eje de 2 3/4"  $\phi$  determinado anteriormente, según tabla XIX Allis Chalmer, se tiene chaveta de unión de las siguientes características:

- Dimensiones.- Ancho : 5/8"
  - Alto : 5/8"
  - Longitud:  $1.4d$ , donde  $d$  = diámetro del eje.  $L=1.4 \times 2 \frac{3}{4} = 3.85$
- Material: Acero.

### 5.3 Sistema de enfriamiento

El radiador seleccionado, se adquiere ensamblado, por lo que deberá acondicionarse convenientemente para su instalación.

Posición.- Vertical, para flujo de aire de acción cruzada horizontal.

Peso del radiador: 1,600 kg.

El radiador viene para su instalación sobre base plana, empernada para su fijación, motivo por el cual se adecuará una base metálica, de manera tal que el radiador se instale libremente a una altura de 3 pies respecto al piso, captando aire limpio.

La estructura metálica estará constituida por plataforma angular, que descansará sobre columnas canal, que a su vez descansa en el piso y debidamente soldada a una estructura canal.

El sistema de accionamiento del ventilador, motor, eje de accionamiento y soporte de chumacera se instalará así mismo sobre una base metálica, que a su vez descansa en el piso a través de estructura canal.

El ventilador deberá estar debidamente protegido por varillas metálicas previamente acondicionadas, según se especifica en el plano correspondiente.

#### 5.4 Tuberías en general

Los circuitos de tuberías en general se instalarán en forma aérea, evitando de esta manera cambios de temperatura por efecto de dos medios.

Al instalarse la línea de tuberías, se deberá considerar apoyos o soportes, que protegerá de los efectos del terreno, considerando a la tubería como viga simplemente apoyada, por lo que se aplicará la fórmula de flexión:

$$y = 5 \times W \times L^4 / 384 \times E \times I$$

Donde:

$y$  = deflexión o flecha en la tubería medido en  
tre dos apoyos (pulg.)

$W$  = Peso del tubo en el vano establecido  
(lb/pie).

$I$  = Momento de inercia del tubo (pulg.<sup>4</sup>)

$E$  = Módulo de elasticidad del tubo de acero,  
cuyo valor es:  $30 \times 10^6$  lb/pulg<sup>2</sup>.

$L$  = Luz o separación entre dos apoyos (pulg.).

Por otro lado se tiene que la máxima deflexión admitida en una tubería, según el manual de AWWA (American Water Work Association) es:

$$f = L / 360 \quad (\text{pulg.})$$

Para un valor máximo de deflexión admitida, se tiene  $f = y$ , o sea:

$$L / 360 = 5 \times W \times L^4 / 384 \times E \times I = Y \text{ máx.}$$

De donde:

$$L^3 = E \times I / 4.6875 \times W \quad 5.4)$$

El peso "W" corresponde al total existente, o sea peso del tubo mas el peso del aire, pero como quiera que el peso del aire es prácticamente despreciable, se considerará sólo el peso del tubo.

El momento de inercia del tubo respecto al eje transversal "X" está definido por:

$$I_x = (\pi / 64)(d_e^4 - d_i^4) = I$$

Siendo:

$d_e$  = diámetro exterior del tubo (pulg.).

$d_i$  = " interior " " " "

Desarrollando para tubería de 6"  $\phi$  STD, se tiene:

$$d_e = 152.4 \text{ mm.} = 6"$$

$$d_i = 143.4 \text{ mm.} = 5.64"$$

$$I = \pi / 64 (6.00^4 - 5.64^4) \text{ pulg.}^4$$

$$I = 13.748 \text{ pulg.}^4$$

Para esta tubería:

$$W = 0.9185 \text{ lb/pulg.} = 16.4 \text{ kg/m.}$$

Reemplazando valores en la ecuación (5.4) se tiene:

$$L^3 = 30 \times 10^6 \times 13.748 \text{ pulg.}^4 \times \text{lb/pulg.}^2 /$$

$$4.6875 \times 0.9185 \text{ lb/pulg.}$$

$$= 95795422.97 \text{ pulg.}$$

$$L = 457.56 \text{ pulg.} = 11.622 \text{ m.}$$

$$\text{Luego: } f \text{ máx.} = 457.56 / 360 = 1.27 \text{ pulg.}$$

Para evitar vibraciones excesivas debido a la circulación del aire comprimido por las tuberías, se considerarán apoyos distanciados a 5 m. (196.85 pulg.), con lo cual se asegura que la flecha máxima real será menor a la máxima admitida.

$$\text{Esto es: } L = 5 \text{ m} = 196.85 \text{ pulg.}$$

$$f \text{ real} = 196.85 / 360 = 0.5468 \text{ pulg.}$$



Similares cálculos se establecerán para las tuberías de 5"φ, 4"φ y 3.5"φ, cuyos valores determinados se tabulan en el cuadro N<sup>o</sup> 5.1 para las mismas condiciones de instalación, incluyéndose las de la tubería de 6"φ.

Se están considerando apoyos del 50% aproximadamente de las distancias calculadas y en la que se tienen flechas máximas admitidas. Asegurándose con esto evitar fallas por vibraciones y otros factores imprevistos.

Cuadro N<sup>o</sup> 5.1 DISTANCIAS Y FLECHAS ENTRE APOYOS DE TUBERIAS

Diámetro Exterior (pulg)	Diámetro Interior (pulg)	Momento de Inercia (pulg. <sup>4</sup> )	Peso (lb/pulg)	l (m)	f.real (pulg)	f.máx. (pulg)
6	5.6457	13.748	0.918	11.622 5.000	0.5468	1.271
5	4.6850	7.030	0.682	10.263 5.000	0.5468	1.122
4	3.7165	3.201	0.489	8.819 4.000	0.4374	0.964
3.5	3.2480	1.903	0.381	8.064 4.000	0.4374	0.882

### Empalmes

La unión o empalme entre tuberías en general

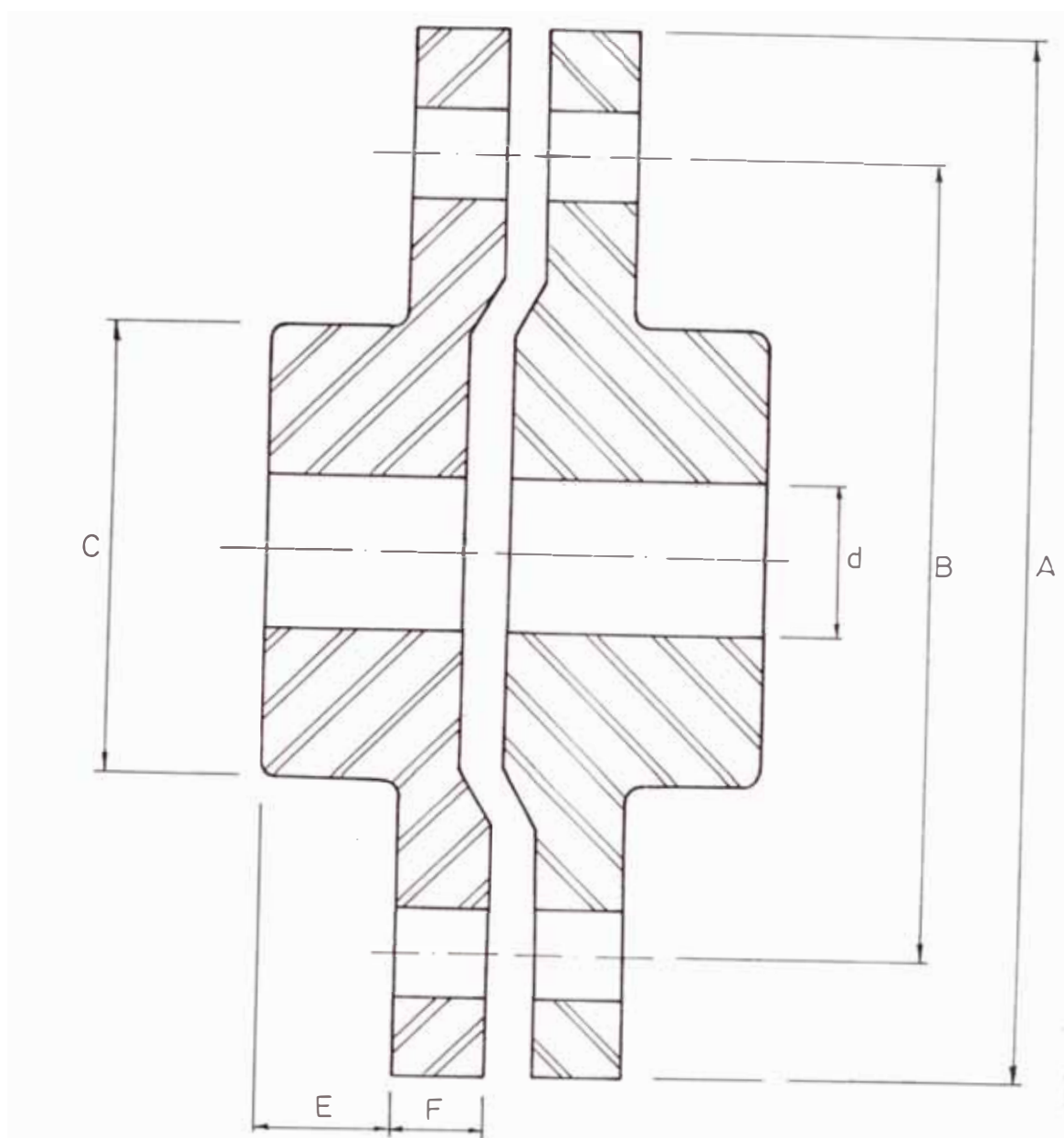


Fig. 5.3 Empalme de Tuberías Tipo **Brida**

Cuadro N° 5.2 Valores de Brida para Conexión según Norma

Diametro "d"	A	B	C	E	F
6"	11 3/4"	10 1/4"	8 1/4"	1 3/4"	1 1/2"
4"	8 7/8"	7 1/2"	5 7/8"	1 1/2"	1 1/8"

**J 15** 2488, para 150 PSI.

será del tipo Vitaulic , lo que asegura una hermeticidad confiable, a la vez que facilita su instalación. En cambio los empalmes de las tuberías con los tanques de almacenamiento será mediante bridas, cuyas especificaciones para las correspondientes tuberías de 4 y 6 pulgadas son como sigue en el gráfico y tabla correspondiente (fig. 5.3).

Al igual que la unión entre tubos, para la conexión de codos también será mediante Vitaulic, lo que no ocurre con la instalación de otros accesorios y válvulas en general que al igual que las conexiones con el tanque serán mediante bridas.

## 5.5 Tanques Reservorios

Ambos tanques de almacenamiento se instalarán en forma vertical, esto es con el eje vertical coincidente con su altura, apoyándose sobre estructuras métálicas y descansando en base de concreto.

Las funciones del tanque o depósito de aire son:

- Equilibrar las pulsaciones de **aire** procedentes del compresor.
- Acumular aire comprimido.
- Actuar de distanciador de los períodos de regulación: carga-vacío o carga-parada.
- Refrigerar el aire, recoger el aceite y el agua condensada

Accesorios que forman parte del tanque de aire

- Válvula de seguridad, graduado a presión del 10% sobre la presión máxima.
- Manómetro medidor de aceite.
- Válvula automática que permita la evacuación del agua condensada y aceite; instalada en el fondo del tanque, con grifo de 2 1/2"φ.
- Agujero o manhole (entrada de hombre) como acceso al interior del tanque para los mantenimientos y reparaciones respectivas.

Además se tendrán los siguientes dispositivos de adecuación

- Altura sobre el terreno: 0.75 m. (Base de concreto).
- Cuatro columnas tipo W como sostén del tanque, unidos a la base de concreto mediante pernos de fijación.
- Plancha de 1/2" de unión entre el casco del tanque reservorio y la columna.

#### 5.6 Cronograma General de Ejecución de Obra

Para la ejecución de los trabajos de instalación de los materiales y equipos, será necesario establecer un programa de actividades, de tal forma que estos se desarrollen en el tiempo óptimo posible, sin interferencias entre sí.

Cabe notar que para el montaje y la instalación de los equipos se contará con aporte de personal por parte de la empresa, excepto algunos técnicos que deberán ser contratados.

El establecimiento del cronograma de trabajo implica determinar las horas hombre requeridos en cada actividad, estableciendo simultaneidades y secuencias necesarias.

#### Cálculo de los tiempos requeridos

El análisis de las horas hombre es un caso específico para cada tipo de actividades, para lo cual, aunque no existen valores definidos, se basarán en actividades similares llevadas a cabo por la Empresa COSAPI en Cerro de Pasco, como los llevados a cabo por la misma Empresa Cuajone en el año 1,975.

a) Instalación de un compresor.- En este rubro se incluyen:

- 1.- Construcción de la base de concreto, de acuerdo a los planos indicados, incluyendo el fraguado: 15 días.
- 2.- Manipuleo e instalación del compresor fijando en su base: 3 días.
- 3.- Instalación de los accesorios correspondientes de entrada y salida: 4 días.

q1: Caudal de aire ( $m^3/\text{seg.}$ )  
 $= 0.1596 m^3/\text{seg.}$

V1: Velocidad asumida = 10 m/seg.

Reemplazando y operando:

D1 = 0.140 m = 5.60"

Considerar una tubería de 6"  $\phi$  standard, cuyas características según DIN 2,448 son:

- Diámetro exterior: 152.4 mm.
- Espesor de pared: 4.5 mm.
- Diámetro interior: 143.4 mm.

Con lo cual la velocidad del aire real será de:

$$V1 = 9.88 \text{ m/seg.}$$

El espesor de pared tomando como base la presión máxima de descarga, determinará posteriormente la calidad del tubo.

#### 4.1.1.2 Taller de equipo liviano

En este caso se ha dividido en dos circuitos:

##### a) Circuito N° 2

Secciones: engrase, frenos, transmisión, motores, etc.

- Flujo de aire:

$$q2 = 263.175 \text{ CFM}$$

$$q2 = 0.1242 m^3/\text{seg.}$$

- Velocidad asumida:  $V_2 = 10$  m/seg.

- Diámetro correspondiente:

$$D_2 = (4 \times 0.1242 / \pi \times 10)^{1/2}$$

$$D_2 = 0.1257 \text{ m} = 4.95''$$

Se considera tubería de 5"  $\phi$  std.

Características del tubo segun

DIN 2,448

- Diámetro exterior: 127.0 mm.

- Espesor de pared: 4.0 mm.

- Diámetro interior: 119.0 mm.

Siendo por lo tanto la velocidad

real del aire en el tubo de 5"  $\phi$

Std.:  $V_2 = 11.16$  m/seg.

Circuito N° 3

Secciones: pintura, enllante y

arenado.

- Flujo de aire:  $q_3 = 147.4$  CFM  
 $= 0.0696 \text{ m}^3 /$

seg.

- Velocidad asumida:  $V_3 = 10$  m/seg

El diámetro del tubo será:

$$D_3 = (4 \times 0.0696 / \pi \times 10)^{1/2}$$

$$D_3 = 0.094 \text{ m} = 3.7''$$

Se considera tubería de 4"  $\phi$  Std

Características del tubo según

DIN 2,448:

- Diámetro exterior: 101.6 mm.

- Espesor de pared: 3.6 mm.

- Diámetro interior: 94.4 mm.

Con lo cual la velocidad real del aire será:

$$V_3 = 9.94 \text{ m/seg.}$$

### Cálculo de los espesores del tubo

Para verificar si los espesores de los tubos determinados anteriormente satisfacen las presiones de operación y prueba, se determinarán los espesores reales del tubo para cada caso:

La ecuación general que determina el espesor del tubo es:

$$t = P \times D / 2 \times St \times e + 1/16" \quad (2)$$

Donde:

t.- Espesor requerido en el tubo (pulg).

D.- Diámetro del tubo del circuito (pulg).

St.- Esfuerzo de trabajo del tubo de acero:

6,250 PSI (manual de tuberías).

e.- Eficiencia de la costura. En tubos lisos, como en este caso:  $e = 1.0$

P.- Presión de prueba de la tubería, la cual es equivalente al 150% de la presión máxima de operación, siendo esta última 125 PSI (en compresor).

O sea:  $P = 1.5 \times 125 = 187.5 \text{ PSI.}$

El valor 1/16" (1.59 mm), se considera margen de corrosión.



Reemplazando valores en la ecuación (2):

Circuito N° 1

Tubería 6"  $\phi$  Std.

$$t_1 = 187.5 \times 6/2 \times 6,250 \times 1.0 + 1/16''$$

$$t_1 = 0.1525 \text{ pulg.} = 3.87 \text{ mm.}$$

Como 3.87 mm. < 4.50 mm., la tubería soportará las operaciones de trabajo y posibles sobrecargas.

Del mismo modo se determinan los espesores para los demás circuitos, cuyos resultados se detallan en el cuadro N° 4.1.

Cuadro N° 4.1.- Espesores de Tubos, DIN 2,448.

Diámetro STD	Espesores (mm)		Peso del tubo (kg/m.)
	Real	STD	
6"	3.87	4.50	16.40
5"	3.49	4.00	12.20
4"	3.11	3.60	8.76
3"	2.73	2.90	5.28
2"	2.35	2.60	3.12
1 1/2"	2.16	2.60	2.29

4.1.2 Pérdidas de presión de los circuitos, en tramo recto

Presión de descarga del compresor

La presión en el tanque reservorio de aire comprimido es la misma que a la descarga del compresor, o sea 100 PSI.

Al circular el **aire** por los circuitos de tuberías, existirán pérdidas tanto en la tubería, por fricción entre el aire y las paredes del tubo, como en los accesorios existentes.

Según el texto "Air Compressed" de Carnicer Royo, Edición Continental 1,978, se tiene que las pérdidas de presión en un tramo recto de tubería viene expresado por la ecuación:

$$\Delta P = (\beta \times V^2 / R \times T \times D) L \times P \quad (3)$$

Donde:

$\Delta P$ .- Caída de presión en el tramo recto de tubería (atm).

P.- Presión de ingreso en la tubería e igual a la presión máxima (atm):

$$100 \text{ PSI} \approx 6.80 \text{ atm.}$$

R.- Constante del gas, cuyo valor para un gas ideal es 29.27 (caso del aire).

T.- Temperatura absoluta ( $^{\circ}\text{K}$ ), cuyo valor es:  $T = t + 273$  siendo "t" la temperatura del aire en circulación.

D.- Diámetro interior del tubo del circuito correspondiente (mm).

L.- Longitud del tramo de tubería del circuito correspondiente (m).

V.- Velocidad del aire (m/seg.).

$\beta$ .- Índice de resistencia (coeficiente de

resistencia), en función al grado medio de la rugosidad, cuyo valor varía según la cantidad de aire suministrado (G), en kg/hr. El valor de G será:

$$G = \gamma_a \times q \times 3,600 \text{ (kg/hr)} \quad (4)$$

donde:

a.- Peso específico del aire:  $\text{kg/m}^3$

q.- Flujo o caudal de aire:  $\text{m}^3/\text{seg.}$

El peso específico del aire en las condiciones de salida del tanque, esto es a una temperatura promedio de  $40^\circ\text{C}$ , es de  $1.187 \text{ kg/m}^3$  de acuerdo a la relación:

$$\gamma_{a'} = \gamma_a \times T_1 / T_2$$

Siendo:

$\gamma_a = 1.29 \text{ kg/m}^3$ .- Peso específico en condiciones normales:  $15^\circ\text{C}$   
(entrada).

$T_1 = 273 + 15$ .- Temperatura absoluta ( $^\circ\text{K}$ )  
de entrada.

$T_2 = 273 + 40$ .- Temperatura absoluta ( $^\circ\text{K}$ )  
de salida.

Los índices de resistencia en función del caudal de aire  $q'$  se da en el cuadro 4.2, determinados para tuberías de acero sin costura, según texto CARNICER ROYO, en "Aire Comprimido".

Luego en función de estas consideracio-

nes se evaluarán las pérdidas primarias en tramos de tubería para cada uno de los circuitos.

Cuadro N° 4.2.- COEFICIENTE DE RUGOSIDAD  $\beta = F(G)$

G (kg/hr)	$\beta$	G (kg/hr)	$\beta$
10	2.03	1,500	0.97
15	1.92	2,500	0.90
25	1.78	4,000	0.84
40	1.66	6,500	0.78
65	1.54	10,000	0.73
100	1.45	15,000	0.69
150	1.36	25,000	0.64
250	1.26	40,000	0.595
400	1.18	65,000	0.555
650	1.10	100,000	0.520
1,000	1.03		

- a) Circuito N° 1 Taller de Fabricación
- Diámetro nominal: 6"
  - Diámetro interior del tubo: 143.4 mm.
  - Longitud del tramo: 235 m.
  - Presión máxima normal: 100 PSI  $\approx$  6 atm
  - Velocidad del aire: 9.88 m/seg. = V1
  - Temperatura promedio: 40°C
  - R = 29.27 : constante del aire.
  - $q_1 = 0.1596 \text{ m}^3/\text{seg.} = 338.25 \text{ pies}^3/\text{min.}$

El valor de G, según la ecuación (4) y con  $\gamma_a = 1.187 \text{ kg/m}^3$ .

$$G_1 = 1.1870 \text{ kg/m}^3 \times 0.1596 \text{ m}^3/\text{seg} \times 3600 \text{ seg/hr.}$$

$$G_1 = 682.00 \text{ kg/hr.}$$

Luego para este valor, del cuadro N<sup>o</sup> 4.2 se tiene:  $\beta_1 = 1.0936$

Reemplazando, valores en la ecuación (3):

$$P_1 = 1.0936 \times (9.88)^2 \times 235 \times 6.8 / \\ 29.27 \times 313 \times 143.4$$

$$P_1 = 0.1298 \text{ atm.} = 1.91 \text{ PSI}$$

b) Circuito N<sup>o</sup> 2 Taller de equipo liviano

- Diámetro nominal: 5"
- Diámetro interior: 119.0 mm.
- Longitud del tramo: 146.5 m.
- Presión máxima normal: 100 PSI  $\approx$  6.8 atm
- Velocidad del aire: 11.16 m/seg. = V2
- Temperatura promedio: 40<sup>o</sup>C
- Caudal:  $q_2 = 263.175 \text{ pies}^3/\text{min.}$   
 $= 0.1242 \text{ m}^3/\text{seg.}$

Valor de G2:

$$G_2 = 1.187 \times 0.1242 \times 3,600$$

$$G_2 = 530.73 \text{ kg/hr.}$$

Luego interpolando en el cuadro N<sup>o</sup> 4.2 se tiene:  $\beta_2 = 1.138$

Por lo tanto la caída de presión correspondiente será:

$$\Delta P_2 = 1.138 \times (11.16)^2 \times 146.5 \times 6.8 / \\ 29.27 \times 313 \times 119$$

$$\Delta P_2 = 0.1295 \text{ atm.} = 1.903 \text{ PSI.}$$

c) Circuito N° 3 Taller de equipo liviano

- Diámetro nominal: 4"
- Diámetro interior del tubo: 94.4 mm.
- Longitud del tramo: 65 m.
- Presión máxima normal: 100 PSI  $\approx$  6.8 atm
- Velocidad del aire: 9.94 m/seg. = V3
- Caudal:  $q_3 = 147.4 \text{ pies}^3/\text{min.}$   
 $= 0.0696 \text{ m}^3/\text{seg.}$

Valor de G3:

$$G_3 = 1.187 \times 0.069 \times 3,600$$

$$G_3 = 297.414 \text{ kg/hr.}$$

Luego el valor del coeficiente de rugosidad será:

$$\beta_3 = 1.2347$$

La caída de presión correspondiente será:

$$\Delta P_3 = 1.2347 \times (9.94)^2 \times 65 \times 6.8 /$$

$$29.27 \times 313 \times 94.4$$

$$\Delta P_3 = 0.0623 \text{ atm.} = 0.916 \text{ PSI.}$$

d) Circuitos secundarios: Taller de fabricación

Están comprendidos dentro de las ramificaciones de los circuitos principales

Circuito N° I'

- Longitud del tramo: 132.5 m.

- Caudal de aire:  $q_{I'} = 157.3 \text{ pies}^3/\text{min.}$   
 $= 0.0742 \text{ m}^3/\text{seg.}$
- Diámetro del tubo para una velocidad de 12.5 m/seg:

$$d_{I'} = (4 \times 0.0742 / \pi \times 12.5)^{1/2}$$

$$d_{I'} = 0.087 \text{ m.}$$

Luego considerar una tubería de 3.5"  $\phi$  STD.

Según DIN 2,448:

$$D_e = 88.9 \text{ mm.}$$

$$D_i = 82.5 \text{ mm.}$$

$$e = 3.2 \text{ mm.}$$

Tomando una temperatura promedio de:

$$(15 + 40) / 2 \approx 23^\circ\text{C} = T$$

Luego con  $T = 23^\circ\text{C}$  se tiene:

$$\gamma_a = 1.255$$

Con lo que la velocidad real es:

$$v = 13.88 \text{ m/seg.}$$

El valor de G:

$$G = 1.255 \times 0.0742 \times 3,600$$

$$G = 335.23 \text{ kg/hr.}$$

Interpolando:  $\beta_{I'} = 1.2147$

La caída de presión, para una presión en el tanque secundario de:

$$P_1 = (100 - 1.91) \text{ PSI} = 98.09 \text{ PSI}$$

$$= 6.6746 \text{ atm.}$$

$$\Delta P_{I'} = 1.2147 \times (13.88)^2 \times 132.5 \times$$

$$6.6746 / 29.27 \times 296 \times 82.5$$

$$PI' = 0.2895 \text{ atm.} = 4.255 \text{ PSI.}$$

### Circuito N° I"

- Longitud del tramo: 68 m.
- Velocidad asumida: 12.5 m/seg.
- Flujo de aire: 180.95 pies<sup>3</sup>/min.  
= 0.0854 m<sup>3</sup>/seg.
- Diámetro del tubo para V = 12.5 m/seg.  
 $dI'' = (4 \times 0.0854 / \pi \times 12.5)^{1/2}$   
 $dI'' = 0.093 \text{ m}$  , DI'' nominal = 4"  $\phi$  STD.  
 según DIN 2,448:

$$De = 101.6 \text{ mm.}$$

$$e = 3.6 \text{ mm.}$$

$$Di = 94.4 \text{ mm.}$$

Con lo que la velocidad real es:

$$VI'' = 12.2 \text{ m/seg.}$$

Para  $\gamma_a = 1.255 \text{ kg/m}^3$  y  $T = 23^\circ\text{C}$

$$G = 1.255 \times 0.0854 \times 3,600$$

$$G = 385.84 \text{ kg/hr.}$$

$$\text{Interpolando: } I'' = 1.1875$$

Luego la caída de presión en el tramo I'' sera:

$$\Delta PI'' = \frac{1.1875 \times (12.2)^2 \times 68 \times 6.6746}{29.27 \times 296 \times 94.4}$$

$$\Delta PI'' = 0.098 \text{ atm.} = 1.44 \text{ PSI.}$$

#### 4.1.3 Pérdidas en los accesorios

La presencia de accesorios en la instalación de tuberías, como: válvulas, codos,



tees, reducciones, etc., ocasionan pérdidas o caídas de presión.

En el cuadro N<sup>o</sup> 4.3, se dan las pérdidas en los diferentes tipos de accesorios: pérdidas de presión equivalentes a tuberías rectas, expresadas en metros.

Y conforme a este cuadro N<sup>o</sup> 4.3 se determinarán las pérdidas en los accesorios correspondiente a cada circuito; éstas son las pérdidas totales por accesorios, equivalente a metros de longitud de tubo en tramo recto cuyos valores se detallan más adelante.

· CUADRO N<sup>o</sup> 4.3 LONGITUD EQUIV. DE ACCESORIOS (m).

Accesorios de Tubería	Longitud Equivalente en Metros					
	Diámetro Interior de Tubería					
	1	2	3	4	5	6
Válvula Diafragma	1.5	3	4.5	6	8	10
Válvula Globo y Compuerta	0.3	0.7	1	1.5	2	2.5
Curva 90 <sup>o</sup>	0.3	0.6	1	1.5	2	2.5
Curva 45 <sup>o</sup>	0.15	0.3	0.5	0.8	1	1.5
Codos re- dondos	1.5	3.5	5	7	10	15
Tees	2	4	7	10	15	20
Manguito de Reduc.	0.5	1	2	2.5	3.5	4

LONGITUD EQUIVALENTE DE ACCESORIOS (m).

Circuito N<sup>o</sup> 1 (6"  $\phi$ ) : 33 metros.

Se ha considerado.- 1 vál. diafragma (10), 2 válvulas de globo (5), 2 codos 45<sup>o</sup> (3), 6 codos 90<sup>o</sup> (15).

Circuito N<sup>o</sup> 2 (5"  $\phi$ ) : 94 metros.

Se ha considerado.- 1 vál. diafragma (8), 1 vál. globo (2), 1 codo 45<sup>o</sup> (1), 4 codos 90<sup>o</sup> (8) y 5 tees (75).

Circuito N<sup>o</sup> 3 (4"  $\phi$ ) : 32.3 metros.

1 válv. globo (1.5), 1 codo 45<sup>o</sup> (0.8), 3 tees (30).

Circuito N<sup>o</sup> I' (3.5"  $\phi$ ) : 44.5 metros.

1 válv. globo (1.5), 2 codos 90<sup>o</sup> (3), 4 tees (40).

Circuito N<sup>o</sup> I" (4"  $\phi$ ) : 65 metros.

1 válv. diafragma (6), 1 válv. globo (1.5), 5 codos 90<sup>o</sup> (7.5), 5 tees (50).

4.1.4 Presión de descarga al final de cada cir -  
cuito

La presión de descarga en cada circuito será, la presión de ingreso menos las pérdidas totales (tubería más accesorios) correspondientes

a) Circuito N° 1

$$L_e = L_t + L_{ea}$$

$L_e$  .- Longitud total equivalente.

$L_t$  .- Longitud de tubería tramo recto.

$L_{ea}$  .- Longitud equivalente por accesos - rios.

Para este caso:

$$L_e = 235 + 33 = 268 \text{ m.}$$

Luego, las pérdidas totales o sea la caí - da de presión total será según la rela - ción directa:

$$\Delta P_{1T} = \Delta P_1 \times L_e / L_1$$

$$\Delta P_{1T} = 0.1298 \times 268 / 235$$

$$\Delta P_{1T} = 0.1480 \text{ atm.} = 2.175 \text{ PSI.}$$

Presión al final del circuito:

$$P_{1T} = 100 \text{ PSI} - 2.175 \text{ PSI}$$

$$P_{1T} = 97.825 \text{ PSI.}$$

b) Circuito N° 2

Longitud total equivalente:

$$L_e = 146.5 + 94 = 240.5 \text{ m.}$$

Pérdida total:

$$\Delta P_{2T} = 0.1295 \times 240.5 / 146.5$$

$$\Delta P_{2T} = 0.2126 \text{ atm.} = 3.124 \text{ PSI.}$$

Presión al final del circuito:

$$P_{2T} = 100 - 3.124$$

$$P_{2T} = 96.876 \text{ PSI}$$

c) Circuito N° 3

Longitud equivalente:

$$Le = 65 + 32.3 = 97.3 \text{ m.}$$

Pérdida total:

$$\Delta P_{3T} = 0.0623 \times 97.3 / 65$$

$$\Delta P_{3T} = 0.093 \text{ atm.} = 1.37 \text{ PSI.}$$

Presión al final del circuito:

$$P_{3T} = 100 - 1.37$$

$$P_{3T} = 98.63 \text{ PSI}$$

- d) Circuitos Secundarios (Taller de Fabricación)

Circuito N° I'

Longitud equivalente:

$$Le = 132.5 + 44.5 = 177 \text{ m.}$$

Pérdida total:

$$\Delta P_{I'T} = 0.2895 \times 177 / 132.5$$

$$\Delta P_{I'T} = 0.3867 \text{ atm.} = 5.683 \text{ PSI.}$$

Presión al final del circuito:

$$P_{I'T} = 97.825 - 5.683$$

$$P_{I'T} = 92.142 \text{ PSI}$$

Circuito N° I''

Longitud equivalente:  $Le = 68 + 65 = 133 \text{ m}$

Pérdida total:

$$\Delta P_{I''T} = 0.098 \times 133 / 68$$

$$\Delta P_{I''T} = 0.1916 \text{ atm.} = 2.817 \text{ PSI.}$$

Presión al final del circuito:

$$P_{I''T} = 97.825 - 2.817 = 95.008 \text{ PSI.}$$

CUADRO N<sup>o</sup> 4.5 PRESION DE DESCARGA AL FINAL DE CADA CIRCUITO

Circuitos	Diámetro (pulg.)	Presión de descarga (PSI)
Circuito N <sup>o</sup> 1	6"	97.825
Circuito N <sup>o</sup> 2	5"	96.876
Circuito N <sup>o</sup> 3	4"	98.630
Circuito N <sup>o</sup> I'	3.5"	92.142
Circuito N <sup>o</sup> I"	4"	95.008

Del cuadro N<sup>o</sup> 4.5, se tiene que la presión de descarga más baja corresponde al circuito N<sup>o</sup> I', que alimenta a máquinas como Arenadoras y Pulidoras, cuyas presiones de trabajo según el cuadro N<sup>o</sup> 2.6 son:

Máximo: 80 PSI.

Mínimo: 60 PSI.

Lo que significa que no habrá inconveniente en el suministro de aire a las presiones requeridas. Más aun, en los circuitos secundarios se han considerado los análisis como flujos de aire constante hasta el tramo más alejado, lo cual no es así, por cuanto existen suministros de aire en su recorrido, haciendo que las pérdidas sean menores, ya

que el diámetro del tubo en un determinado circuito es constante.

#### 4.2 Cálculo de la capacidad de los tanques de almacenamiento.

Al proyectar una instalación de aire comprimido, se requiere a la salida del compresor o sea a la descarga del aire, la instalación de un tanque de almacenamiento, llamado también depósito de aire a presión, cuya función es:

Equilibrar las pulsaciones de aire procedentes del compresor, evitando de esta manera un régimen de vibraciones en el interior de la tubería de impulsión que podría ocasionar serios inconvenientes.

- Acumular aire comprimido, evitando así cambios bruscos de presión y también una regulación del caudal circulante.
- Actuar de distanciador de los períodos de regulación: carga-vacío o carga-parada.
- Refrigerar el aire, recoger el aceite y el agua condensada.

No existen criterios definidos para el dimensionamiento de estos depósitos, pues está en función del tipo o tipos de compresores instalados, y a la calidad de suministro, esto significa que la capacidad del depósito está determinada según el tipo de regulación, o sea a la diferencia de presión

a la que trabaje la válvula piloto de control.

Como referencia se puede tomar las recomendaciones del manual Joy International, según se detalla:

a) Compresores de movimiento alternativo o de pistón:

La capacidad recomendada en el tanque está comprendida entre 0.55 a 1.5 veces el caudal del aire de descarga, expresado en pies<sup>3</sup>/min. (ó m<sup>3</sup>/min.). Estas dimensiones obedecen la finalidad de que el tanque absorba o amortigüe las pulsaciones del aire, producto de la embolada.

b) Compresores rotativos, en general:

Capacidad del tanque, de 0.15 a 0.45 veces el caudal de descarga en pies<sup>3</sup>/min. (ó m<sup>3</sup>/min).

Como quiera que un tornillo es del tipo rotativo (con escasas pulsaciones), se considerará un promedio de estos valores dados, o sea:

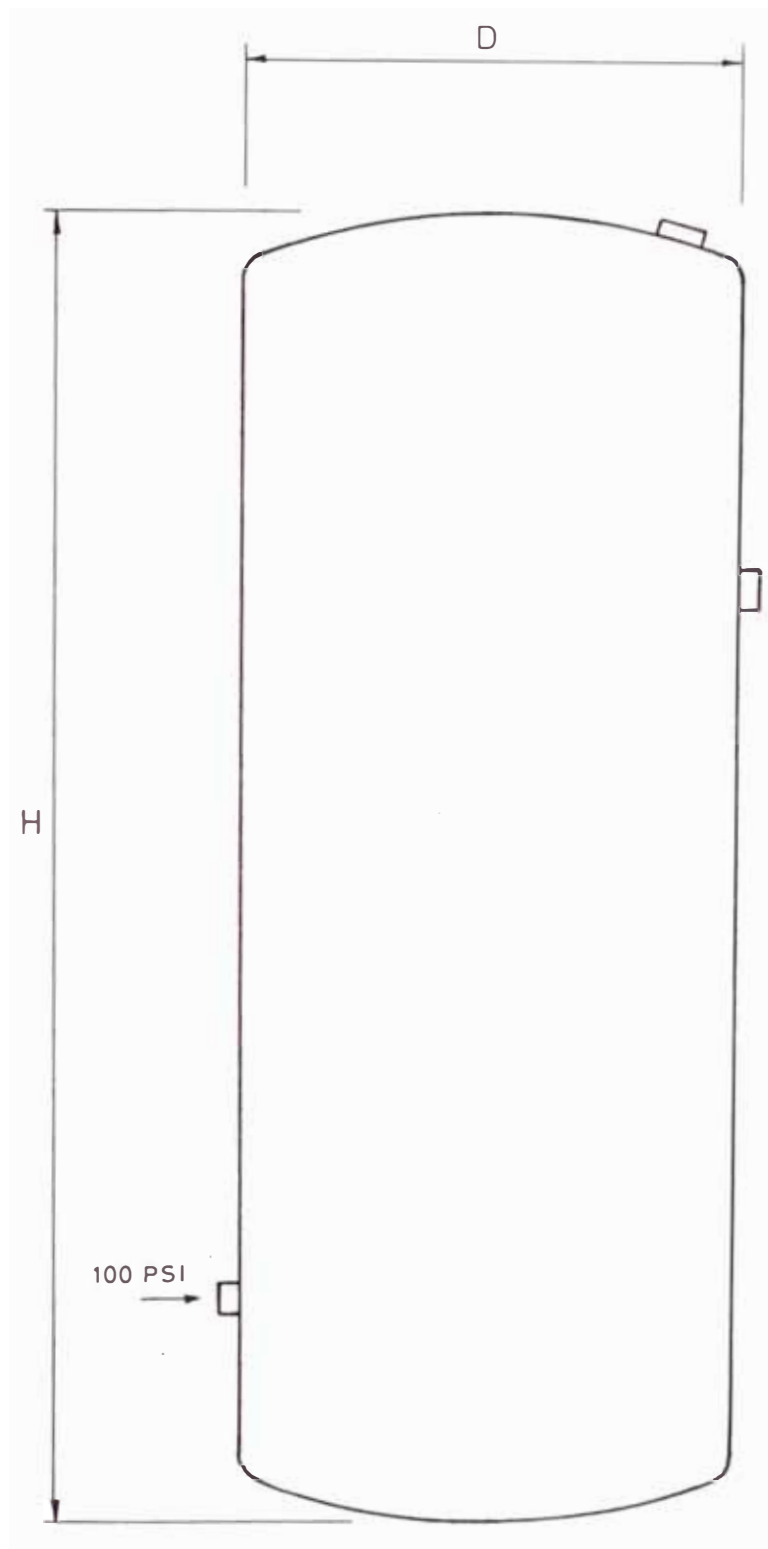
Capacidad promedio  $C = (0.15 + 0.45)Q/2 = 0.30 Q$

Luego la capacidad del tanque será:

$$C = 0.30 \times 750 = 225 \text{ pies}^3 \approx 6.40 \text{ m}^3.$$

La configuración de los tanques son en forma cilíndrica con los extremos interiores cóncavos, que uniformizan las presiones internas.

Estos tanques pueden tener disposición horizon



**Fig. 4.1** Tanque de Almacenamiento de Aire Comprimido



factor de simultaneidad

Se denomina así en una actividad, al grado de paralelismo de dichos trabajos.

Cuando todas las actividades se realizan en paralelo, se dice que el factor de simultaneidad es igual a cero; con lo cual el tiempo total se reduce al requerido por el mayor tiempo.

En lo contrario, cuando un trabajo se realiza en forma secuencial, el factor de simultaneidad "Ko" es igual a 1.0; con lo que el tiempo total requerido será igual al tiempo sumado de cada una de las actividades. Matemáticamente se tiene:

$$T = t_1 + K_o ( \sum t )$$

T = tiempo total utilizado en una instalación o montaje en un conjunto de unidades.

t<sub>1</sub> = Tiempo de la actividad de mayor duración requerido.

K<sub>o</sub> = Factor de simultaneidad:  $0 \leq K_o \leq 1$

$\sum t$  = Sumatoria de todos los tiempos, excepto el de mayor tiempo "t<sub>1</sub>".

Para una simultaneidad al 100% (factor K<sub>o</sub> = 0)

$$T = t_1 + 0 ( \sum t ) = t_1$$

Para una secuencia al 100% (factor K<sub>o</sub> = 1)

$$T = t_1 + 1 ( \sum t ) = t_1 + \sum t$$

Para el caso a) se tiene:

$$T_1 = 15 + 1.0 (3 + 4) = 22 \text{ días.}$$

Actividades íntegramente secuenciales.

b) Instalación del motor de accionamiento y sistema de transmisión.- Constituirán a su vez las siguientes actividades:

1.- Construcción de base del motor, incluyendo correderas metálicas: 10 días.

2.- Instalación del motor en su base, así como su nivelación respectiva: 2 días.

3.- Instalación del sistema de transmisión.- poleas, fajas en "V" y el tensado respectivo: 2 días.

4.- Instalación del sistema eléctrico: 6 días.  
Coeficiente de simultaneidad  $K_o = 1.0$

$$T_2 = 10 + 1.0 (2 + 2 + 6) = 20 \text{ días.}$$

c) Instalación del radiador, ventilador y dispositivo de circulación de aceite.- tuberías, bomba, filtros.

1.- Instalación del radiador, que incluye su estructura de contención: 3 días.

2.- Instalación del sistema de tuberías y bomba: 2 días.

Coeficiente de simultaneidad  $K_o = 1.0$

$$T_3 = 3 + 1.0 (2) = 5 \text{ días.}$$

Para el caso a) se tiene:

$$T_1 = 15 + 1.0 (3 + 4) = 22 \text{ días.}$$

Actividades íntegramente secuenciales.

b) Instalación del motor de accionamiento y sistema de transmisión.- Constituirán a su vez las siguientes actividades:

1.- Construcción de base del motor, incluyendo

corredor metálicas: 10 días.

2.- Instalación del motor en su base, así como su nivelación respectiva: 2 días.

3.- Instalación del sistema de transmisión.- poleas, fajas en "V" y el tensor respectivo: 2 días.

4.- Instalación del sistema eléctrico: 6 días.

Coeficiente de simultaneidad  $K_0 = 1.0$

$$T_2 = 10 + 1.0 (2 + 2 + 6) = 20 \text{ días.}$$

c) Instalación del radiador, ventilador y dispositivo de circulación de aceite.- tuberías, bomba, filtros.

1.- Instalación del radiador, que incluye su estructura de contención: 3 días.

2.- Instalación del sistema de tuberías y bomba: 2 días.

Coeficiente de simultaneidad  $K_0 = 1.0$

$$T_3 = 3 + 1.0 (2) = 5 \text{ días.}$$

d) Instalación de tanques de almacenamiento de aire, que incluye los accesorios correspondientes y conexiones.

1.- Tanque principal: 6 días.

2.- Tanque secundario: 5 días.

Factor de simultaneidad  $K_0 = 0$

Tiempo total:  $T_4 = 6 + 0 (5) = 6$  días.

e) Instalación del Sistema General de tuberías de conducción de aire.- Comprende las siguientes actividades:

1.- Instalación de tubería de 6"  $\phi$ , que incluye apoyos de concreto y accesorios en un tramo de 235 metros.

Tiempo total estimado: 20 días.

2.- Instalación de tubería de 5"  $\phi$ , circuito N<sup>o</sup> 2, en un tramo de 146.50 m., incluyendo accesorios y apoyos de concreto:

Tiempo total estimado: 12 días.

3.- Instalación de tubería 4"  $\phi$ , circuito N<sup>o</sup> 3 en un tramo de 65 metros, incluyendo así mismo apoyos y accesorios:

Tiempo estimado: 8 días.

4.- Instalación de los circuitos secundarios de distribución del aire, con diámetros de 4"  $\phi$  y 3.5"  $\phi$ , incluido apoyos y accesorios en general.

Tiempo estimado: 10 días.

Factor de simultaneidad: Los circuitos principales se pueden instalar paralelamente, mientras que los secundarios serán continuación de estos principales. Para los circuitos principales se considerará una simultaneidad del 100% esto es  $K_0 = 0$ .

Con lo que el tiempo total estimado será:

$$T_5 = 20 + 0.0 (12 + 8) + 10 = 30 \text{ días.}$$

f) Pruebas en general.- Comprende a su vez:

- Pruebas de operación del compresor: 2 días.
  - Pruebas en los tanques de almacenamiento: 2 días.
  - Pruebas en las tuberías en general: 2 días.
- Tiempo requerido para un factor de simultaneidad de 1.0:

$$T_6 = 4 \text{ días.}$$

De acuerdo a los tiempos estimados, para una de las actividades, se elabora el cronograma general de actividades.

El factor de simultaneidad entre estas actividades se considerará según el siguiente criterio:

- La instalación del compresor y del motor de accionamiento pueden instalarse simultáneamente, por ser independiente uno del otro.

- Las demás actividades se desarrollarán en forma secuencial.

En el Diagrama N<sup>o</sup> 5.1 se elabora el cronograma general de actividades, detallados mediante un diagrama de barras convenientemente trazadas.

En el Diagrama 5.1 se tiene que el tiempo neto requerido para llevar a cabo la instalación y el montaje es de 72 días (2 meses, 12 días), mientras que el tiempo total requerido según el análisis anterior es:

a)	Instalación del compresor	:	22 días.
b)	" " motor	:	20 "
c)	" " radiador	:	5 "
d)	" de Tanques Reservorios	11	"
e)	" del Sistema de Tuberías	50	"
f)	Pruebas en general	4	"
	Total		112 días.

El tiempo corregido al establecer el cronograma general de actividades es:

$$112 - 72 = 40 \text{ días.}$$

Esto es producto de la simultaneidad de algunas actividades, tal como se ha especificado anteriormente.

## 5.7 Prescripciones para el mantenimiento

### 5.7.1 Mantenimiento del compresor a cornillo

Para establecer un programa de mantenimiento en el compresor, se tomará como referencia las recomendaciones dadas por la firma "Chicago Pneumatic Equipment Company".

- a) Diariamente (cada 8 horas de servicio).
  - Verificar el nivel del aceite de lubricación, el cual deberá mantenerse a nivel máximo (3/4 partes del nivel mínimo), de esta manera se estaría garantizando la circulación en el compresor.
  - Verificar el buen estado de los controles automáticos de presión y temperatura.
  
- b) Por cada 2 semanas de servicio (ó 125 horas de operación), se deben realizar las siguientes actividades:
  - Drenar el aceite acumulado en los filtros separadores purificadores, con el sistema en operación.
  - Reemplazar los elementos de filtro en el circuito de alimentación (o circulación) del aceite: compresor-radiador.
  - Limpieza general del radiador, básicamente los paneles intercambiadores. Utilizar para tal caso agua desmine -

realizada con soluciones de soda cáustica como elemento disolvente de grasa y demás impurezas.

c) Mantenimiento cada 500 horas de servicio (o cada 3 meses):

- Cambiar el aceite en el compresor, drenar antes, todo el aceite, tanto del circuito como del tanque y limpiar convenientemente.

Esta operación requiere parar necesariamente el compresor.

- Drenar el agua y aceite acumulado en los tanques reservorios.

- Accionar y comprobar el buen estado de las válvulas de seguridad allí instalados.

- Cambiar los filtros de aire, reemplazando con elementos similares debidamente preparados.

#### 5.7.2 Mantenimiento en el motor

El motor eléctrico no requiere de un mantenimiento riguroso, dada a su estructura robusta y simplicidad constructiva. Las actividades de mantenimiento a desarrollarse serán:

- Limpieza de los elementos de contacto y



los dispositivos de protección.

- Limpieza del colector y las conexiones al motor.

Estas actividades pueden desarrollarse cada 3 meses, aprovechando la para del compresor por mantenimiento.

### 5.7.3 Mantenimiento de las tuberías en general

Las tuberías en general tampoco requieren de un mantenimiento planificado, ya que el aire comprimido no causa efectos negativos en las paredes de la tubería. El mantenimiento se reducirá entonces a la verificación en la hermeticidad de sus conexiones, de manera que no haya fugas de aire, de ser así, se bloqueará el circuito de aire para su correspondiente reparación.

## ANALISIS DE COSTOS

6.1 Costos de Materiales y Equiposa) Tuberías

Para la conducción de aire comprimido se utilizan tuberías de acero o de fierro negro según DIN 2448 ó ASA - B 3836 los cuales vienen en tramos de 6 u 8 metros (tamaños comerciales), para uniones roscadas, o por acoplamiento Vitaulic. Dada las características de instalación, operación y mantenimiento así como de reemplazo de líneas, se considerará el siguiente tipo de tubería.

- Tubería de 6 metros de longitud, para uniones entre sí con acoples tipo brida (o flange). Esto es para tuberías de 6"φ, 5"φ, 4"φ y 3.5"φ. Todas las instalaciones serán aéreas.

Los costos se establecerán en este caso, por unidad de longitud (metro de tubo), y que

en base al metrado correspondiente se establezca el costo parcial.

O sea:

$$\text{Costo Unitario} = \text{Costo tubo (Intis)} / \text{Longitud (6m.)}$$

$$\text{Costo Parcial} = \text{Metrado (total metros)} \times \text{Costo Unitario (I/m)}$$

Estos valores se detallan en el cuadro A-1: Costos de materiales y equipos.

b) Compresor

El compresor de tornillo, como se dijo anteriormente fue adquirido hace aproximadamente dos años permaneciendo en stock de almacenes durante este tiempo. El equipo compresor incorpora, el compresor propiamente, el tanque amortiguador de presiones, los circuitos de aceite: tuberías, accesorios, radiador de enfriamiento del aceite, y los dispositivos de control. Los costos correspondientes a aquella fecha de adquisición será actualizado al momento (agosto de 1,988) en base a los costos anteriores, evaluados según costos de la firma proveedora PERUVIAN TRADING S.A. y Enrique Ferreiros, que se detallan en forma global en el cuadro de costos A-1.

c) Tanques Reservorios

De acuerdo a las dimensiones y capacidad de los tanques reservorios (principal y secundario), se establecerán los costos según sus características.

En este caso los costos serán considerados globalmente por cada tanque, de acuerdo a los precios del mercado industrial, detallados en el cuadro de costos de materiales y equipos; que incluyen además del tanque las conexiones para entrada y salida de aire, dispositivo de acceso a mantenimiento, purgador (o drenador), y las estructuras de soporte de los tanques.

d) Accesorios en general

Los accesorios en forma general son:

- Válvulas mariposa para la regulación del flujo.
- Válvulas de alivio.
- Codos con bridas o Vitaulic.
- Otros.

Serán considerados directamente en el cuadro de costos A-1 según el número de accesorios requerido para cada instalación.

6.2 Costos por instalación y mano de obra: Cl

Los costos por instalación y montaje están referidos a la mano de obra necesaria para la instalación.

ción de las tuberías principales y secundarias; montaje de la compresora, así como la construcción de los cimientos para las máquinas, tanques y tuberías.

Los costos de mano de obra se evaluará en horas hombre, según los costos vigentes de CAPECO (Cámara Peruana de la Construcción).

a) Determinación del costo por hora hombre

Para determinar el costo por hora hombre, según las características de los trabajos se considerarán dos tipos de personal:

- Personal Operario: Aquel personal técnico especialista, como: un mecánico de banco, albañil, etc., encargado de los trabajos correspondientes.
- Personal Oficial o Ayudante: Que colabora con los operarios.

De acuerdo a las características de los trabajos, para una aproximación se considerará que por cada personal operario se requerirá de dos ayudantes, con lo cual se logra el costo de hora hombre promedio.

En el cuadro N<sup>o</sup> 6.1, se dan los sueldos y salarios vigentes para estas actividades. Como quiera que los trabajos se desarrollarán en la Unidad Minera Cuajone, el personal operario -

CUADRO N° 6.2 .- EVALUACION DE LAS HORAS HOMBRE

I T E M	ACTIVIDAD	N1	N2	N
		N° de pers.	N° días 8 hs.	TOTAL H-H
	COMPRESOR Y MOTOR			
01	Construcción base de compresor y motor, incluido preparación base estructural del sistema.	8	25	1,600
02	Instalación del compres.	8	3	192
03	Instalación del motor y sistema de transmisión.	7	10	560
.04	Equipamiento total del compresor.	8	9	576
	TANQUES DE AIRE			
05	Construcción base de dos tanques.	6	5	240
06	Instalación de tanques, conexión de accesorios.	6	6	288
	TUBERIAS			
07	Instalación tubería 6"φ.	8	20	1,280
08	Instalación tubería 5"φ.	8	12	768
09	Instalación tubería 4"φ y 3 1/2"φ.	8	18	1,152
	PRUEBAS			
10	Pruebas en tuberías y accesorios.	6	4	192
TOTAL HORAS-HOMBRE		-	-	6,848

Cuadro A-1.- COSTO DE MATERIALES Y EQUIPOS: C2

I T E M	DESCRIPCION	METRADO		COSTO	
		UNID.	CANT.	UNIT. I/.	PARCIAL I/.
01	Compresor de torni llo 750 CFM, 2,100 RPM.	Unid.	1	2'250,000	2'520.000
02	Estructuras metáli cas base del siste ma.	Total	-	110,000	110,000
03	Radiador PX-017575 1,600 Kg. aceite - aire, incluido el ventilador.	Glob.	-	170,000	170,000
04	Circuito de tube ría de 2 1/2" $\phi$ , a ceite de recircula ción.	m	36	440	15,840
05	Dispositivos de con trol de flujo: vál vula, manómetro, termocupla, etc.	Glob.	-	55,000	55,000
06	Bomba de aceite	Pza.	1	120,000	120,000
07	Material base con creto de motor, com presor y apoyo de tubos: cemento, fierro y hormigón.	Glob.	-	210,000	210,000
08	Tanque de almac. 12.7' x 4.79' $\phi$	Unid.	1	445,000	445,000
09	Tanque de almac. 11.54' x 4.33' $\phi$	Unid.	1	415,000	415,000
10	Base de concreto de tanques princi pal y secundario.	Glob.	2	30,000	60,000
11	Accesorios de tan ques de almacena miento.	Glob.	2	70,000	140,000
12	Tubo de 6" $\phi$ , acero al carbono lamina do frío.	m	240	8,200	1'968,000

13	Tubo de 5"φ, acero al carbono laminado frío.	m	150	6,400	960,000
14	Tubo de 4"φ, acero al carbono laminado frío.	m	138	4,200	579,600
15	Tubo de 3 1/2"φ, acero al carbono laminado frío.	m	140	3,500	490,000
16	Válvula mariposa 6"φ.	Pza.	2	45,000	90,000
17	Válvula de alivio 6"φ.	Pza.	2	45,000	90,000
18	Válvula mariposa 5"φ.	Pza.	1	35,000	35,000
19	Válvula de alivio 5"φ.	Pza.	1	35,000	35,000
20	Válvula mariposa 4"φ.	Pza.	2	25,000	50,000
21	Válvula de alivio 4"φ.	Pza.	2	25,000	50,000
22	Válvula mariposa 3 1/2"φ.	Pza.	1	22,000	22,000
23	Válvula de alivio 3 1/2"φ.	Pza.	1	22,000	22,000
24	Otros accesorios : codos bridas y ferrería en general.	Glob.	-	450,000	450,000
25	Sistema de transmisión motor-compresor.	Pza.	1	85,000	85,000
26	Motor eléctrico 150 HP, trifásico.	Unid.	1	1'800,000	1'800,000
27	Motor eléctrico 10 HP, trifásico.	Unid.	1	300,000	300,000
TOTAL				I/.	11'092,440
				\$	55,462.2



b) Evaluación de las horas hombre

En el cuadro 6.2 se detallan las horas hombre para cada una de las actividades. Estas horas hombre en cada caso será determinada según el siguiente análisis:  $N = N1 \times N2$

Siendo:

N1.- Número de personas por actividad.

N2.- Número de días de 8 horas por jornada.

N .- Número de horas hombre por actividad.

Del cuadro N<sup>o</sup> 6.2 se tiene que el número total de horas hombre requeridos es de 6,848 H - H, lo que implicará un costo por este concepto equivalente a Cl.

Cl.- Costo de m.o por instalación y montaje total requerido en el proyecto.

Cl = Total horas-hombre x Costo Unitario horas-hombre.

Cl = 6,848 H-H x 139.7 Intis/H-H.

Cl 956,665.6 Intis.

6.3 Gastos Generales: C3

Son aquellos costos no considerados en el suministro de materiales y equipos, o en la misma mano de obra correspondiente. Se incluye en éstos los siguientes costos:

a) Transporte y manipuleo de materiales.

- b) Dirección técnica y Gastos Administrativos.
- c) Gastos imprevistos.

Todos estos costos serán considerados como un porcentaje de los costos anteriores, según su trascendencia en el proyecto.

- a) Costos por transporte y manipuleo de materiales y equipos:

Se relacionan a estos costos, los gastos por embarque y desembarque, tanto del lugar de suministro como del almacén propiamente. En este caso, estos gastos no representan mayores montos a la empresa, por tener en stock, el compresor, el motor eléctrico y tuberías en gran parte.

- b) Dirección técnica y Gastos administrativos:

Se incluyen en éstos los gastos de Dirección técnica por el personal a cargo del proyecto, y los gastos administrativos tendientes a la elaboración de los estudios, planificación y contratación del personal necesario.

- c) Los Gastos Imprevistos:

Tal como se indica, están referidos a aquellos no determinados a priori, que pueden ocurrir o presentarse durante el montaje del sistema, tales como, reemplazo por deterioro de piezas, redistribu-

ción de circuitos e instalaciones y otros presentados durante las operaciones de instalación y montaje.

Como una aproximación en este tipo de actividad, se considerará estos tres gastos generales, en un 10% de los costos principales: suministro de materiales y equipos, y mano de obra correspondiente.

O sea:

$C3 = \text{Costos por gastos generales.}$

$$C3 = 0.10 (C1 + C2) = 0.10 (956,665.60 + 11'092,440.00)$$

$$C3 = 1'234,910.56 \text{ Intis.}$$

#### 6.4 Costo Total o Inversión Neta

Será la suma de todos los costos determinados anteriormente.

O sea:

- Suministro de materiales y equipos:		I/. 11'092,440.00
- Costo de la mano de obra por instalación y montaje	:	956,665.60
- Gastos generales	:	1'234.910.56
- Total inversión	:	I/. 13'584,016.16

#### 6.5 Costo de operación y mantenimiento

a) Los costos por operación están referidos al con

sumo de energía, lubricante y otros insumos en el sistema motor-compresor.

Se sabe que la potencia del motor eléctrico es de 150 HP (115 KW) que trabajará en forma continua y a plena carga.

Para fines de cálculo se considerará además el motor del ventilador que es 10 HP (7.46 KW).

Luego consideraremos como la máxima demanda durante las 8 horas del día, el consumo de energía de los dos motores, esto es:

$$\begin{aligned} \text{Consumo energía día} &= (115 + 7.46)\text{KW} \times 8 \text{ hs.} \\ &= 979.68 \text{ KWh.} \end{aligned}$$

$$\text{Consumo energía mensual} = 25 \text{ días} \times 979.68 \text{ KWh/día.}$$

$$\text{Consumo energía mensual} = 24,492 \text{ KWh.}$$

Costo por KWh.- Se considerará el costo actual registrado en la compañía, teniendo en cuenta que la Empresa cuenta con su propia Central Hidroeléctrica, distante a 40 km. del lugar de consumo.

El costo real de energía de la Empresa es de: 3.60 I/KWh.

Luego el costo real por consumo de energía eléctrica en el sistema motor-compresor es:

$$\text{Costo energía mensual} = 24,492.00 \times 3.60 \text{ Intis/KWh.}$$

$$\text{Costo energía mensual} = 88,171.2 \text{ Intis.}$$

b) En los costos por mantenimiento, debe tenerse en cuenta que el sistema con los motores eléctricos resulta más económico que con el motor diésel. Es tos costos estarán referidos principalmente a:

- Consumo por cambio de aceite de refrigeración del compresor.
- Cambio de filtros de aceite, limpieza o cambio de filtro de aire.
- Limpieza o mantenimiento del radiador.
- Mantenimiento de tubos y tanques de aire en forma programada, etc.

Todos estos costos por mantenimiento se pueden considerar como un 20% del correspondiente al costo de operación y mantenimiento de un motor diésel. El costo de operación y mantenimiento de un motor diésel equivalente según registros similares, es del orden de: 250,000.00 Intis/mes.

Por lo cual los costos de mantenimiento en este caso será:  $0.20 \times 250,000.00 = 50,000.00$  Intis/mes.

Luego, los costos de operación y mantenimiento en el sistema en proyecto será:

- Costo de operación	:	I/. 88,171.20
- Costo de mantenimiento	:	50,000.00
Total	:	I/. 138,171.20

### Comparación Económica

Para la comparación económica se evaluarán las dos alternativas siguientes:

- a) Reemplazo del sistema actual por otro nuevo similar.
- b) Instalación del sistema detallado en este proyecto.

Para cada una de estas alternativas se dan referencias de sus aspectos principales y sus costos.

SISTEMA SIMILAR AL ACTUAL : S.S.A.

El sistema actual está prácticamente fuera de su vida económica, es decir ya no puede prestar servicios en forma competitiva; por lo que se ha visto conveniente reemplazar los cuatro compresores por otros similares nuevos y reparar la instalación de tuberías, reemplazando las que sean necesarias. De manera que con este sistema similar al actual, sí se pueda hacer la comparación económica con el sistema en proyecto.

Datos del sistema similar al actual:

- Compresor INGERSOL RAND 250 CFM. (Taller de Fabric.)
- Compresor ATLAS COPCO FY-316/160 de 160 CFM. (Taller de Equipo Liviano: Motores, transmisión y frenos).
- Compresor HOLLMAN de 150 CFM. (Taller de Equipo Liviano: Pintura, soldadura y enllante).
- Compresor INTERNATIONAL JOY INC COMPANY de 150 CFM. (Taller de Equipo Liviano: Arenado).

Costos Estimados:

-Costo de inversión  $C_i = I / .13'000,000.00.$

- Valor Residual o de recuperación  $VR=1/5xCi$

$$VR=I/. 2'600,000.00$$

- Costo de Operación y Mantenimiento:

$$COP_{\text{mensual}}=I/. 180,000.00$$

$$\text{Luego: } COP_{\text{anual}} = I/. 2'160,000.00$$

- Tasa discreta de rendimiento  $i=60\%$

SISTEMA EN PROYECTO: S.P.

Este sistema tal como se ha detallado en el desarrollo de este proyecto, consiste en la instalación de un solo compresor en lugar de los cuatro existentes en actual funcionamiento, y también la instalación de las tuberías y tanques correspondientes de aire comprimido.

Datos del sistema en proyecto:

- Compresor a tornillo de simple etapa, modelo 750 RSQ-1, presión máxima de descarga 125 PSI, enfriamiento por aceite, flujo de máxima descarga 750 CFM y 2100 RPM de velocidad.
- Motor de accionamiento de 150 HP, 1175 RPM, marca ASEA y corriente de 190 amperios a 440 voltios.

Costos Estimados:

- Costo de inversión  $Ci=I/. 13'584,016.16$  (Según 6.4).

- Valor Residual o de recuperación  $VR=1/5xCi$

$$VR=I/. 2'716,803.23$$

- Costo de Operación y Mantenimiento:

$$COP_{\text{mensual}}=I/. 138,171.20 \text{ (Según 6.5).}$$

$$\text{Luego: } COP_{\text{anual}} = I/. 1'658,054.40$$

- Tasa discreta de rendimiento  $i=60\%$

## EVALUACION DE ALTERNATIVAS.

Para la evaluación de estas dos alternativas, esto es el sistema similar al actual y el sistema en proyecto, se van a emplear dos métodos que son:

- a) Costo Equivalente Anual: C.E.A.
- b) Valor Actual Neto: V.A.N.

Siglas a emplearse:

P.- Valor presente.

VR.- Valor residual o de recuperación.

FRC.- Factor de recuperación de capital.

COP.- Costo de operación y mantenimiento anual, o serie de desembolsos iguales a fin de año.

FSA.- Factor simple de actualización.

FAS.- Factor de actualización de una serie.

i.- Tasa discreta de rendimiento.

n.- Número de periodos en años.

Ecuaciones:

$$CEA = (P - VR) \times FRC(i, n) + VR \times i + COP$$

$$VAN = P - VR \times FSA(i, n) + COP \times FAS(i, n)$$

Datos:

$$i = 60\%$$

$$n = 15 \text{ años.}$$

$$FRC(60\%, 15) = 0.60052$$

$$FSA(60\%, 15) = 0.00087$$

$$FAS(60\%, 15) = 1.6652$$



## Cálculos:

Sistema Similar al Actual.

$$\text{CEA}(\text{SSA}) = (13'000,000.00 - 2'600,000.00) \times 0.60052 + \\ 2'600,000.00 \times 0.60 + 2'160,000.00$$

$$\text{CEA}(\text{SSA}) = I/. \quad 9'965,408.00$$

$$\text{VAN}(\text{SSA}) = 13'000,000.00 - 2'600,000.00 \times 0.00087 + \\ 2'160,000.00 \times 1.6652$$

$$\text{VAN}(\text{SSA}) = I/. \quad 16'594,570.00$$

Sistema en Proyecto.

$$\text{CEA}(\text{SP}) = (13'584,016.16 - 2'716,803.23) \times 0.60052 + \\ 2'716,803.23 \times 0.60 + 1'658,054.40$$

$$\text{CEA}(\text{SP}) = I/. \quad 9'814,115.05$$

$$\text{VAN}(\text{SP}) = 13'584,016.16 - 2'716,803.23 \times 0.00087 + \\ 1'658,054.40 \times 1.6652$$

$$\text{VAN}(\text{SP}) = I/. \quad 16'342,644.73$$

## Conclusión:

Por ambos métodos resulta que el sistema en proyecto tiene mayor ventaja que el sistema similar al actual, ya que el Costo Equivalente Actual y el Valor Actual Neto son menores. A este resultado se suma el mejoramiento en la distribución del aire comprimido en el sistema de tuberías proyectado.

## 6.6 FINANCIAMIENTO.

Dado que el monto de inversión requerido en la remodelación del sistema actual de suministro de aire comprimido asciende a la suma de 13'584,016.16 Intis (aproximadamente 67,920 dólares), y por tratarse de que la Empresa beneficiada es la Southern Cooper Corporation, gran empresa y sólidamente constituida, podrá autofinanciarse para llevar a cabo este proyecto.

Por esta razón no se entrará en mayores detalles y con la seguridad de llevarse a cabo el proyecto sin mayores problemas.

## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

- a) Cuando se realiza un proyecto de optimización o mejoramiento a nivel industrial, es conveniente poner de prioridad el aspecto económico, tanto en la inversión neta como los de operación y mantenimiento; que comparándolos con los de otro proyecto del mismo caso, permite determinar la ventaja de uno sobre el otro.
- b) En este estudio, la elección del compresor rotativo (a tornillo) en lugar de un alternativo ha sido por las siguientes razones:
  - Que ya se tenía en el almacén de la compañía este compresor a tornillo.
  - Que el consumo de energía por caudal de aire generado es menor al de movimiento alternativo.
  - Las pulsaciones en un compresor a tornillo es prácticamente nulo respecto a un alternativo, requiriendo por lo tanto menor tamaño de tanques reservorios y cimentación ligera del compresor.
- c) La elección de un motor eléctrico con respecto a un motor diésel, para el accionamiento del compresor,

se justifica plenamente basado en la escasez y elevado costo del combustible diésel n° 2.

- d) La instalación de un solo compresor en lugar de varios compresores de menor capacidad, ha sido por las razones siguientes:
- Con un solo compresor se logra mayor estabilidad de la presión de trabajo de los equipos neumáticos.
  - Los costos de operación y mantenimiento en un solo compresor grande, son menores que los de varios compresores pequeños en conjunto.
  - Los compresores normalmente tienen una vida útil de 15 a 20 años con el horario de trabajo que en la actualidad tienen (8 hrs/día). Y como los compresores en actual funcionamiento están trabajando ya muy próximos a estos límites de todas maneras requieren ser cambiados por otro, luego es muy buena razón para tomar la alternativa de este proyecto
  - A esto se suma el estado obsoleto de las tuberías instaladas en la actualidad, ya que por estas razones tienen excesivas pérdidas de aire, originando por lo tanto mayores gastos de potencia.
- e) Respecto a la ubicación del compresor de este proyecto muy próximo al taller de equipo liviano, se debe a que el mayor consumo de **aire** comprimido está en este taller. De manera que cuanto más distante del consu-

mo mayor se ubique el compresor, se requiere de mayor diámetro de tuberías y las pérdidas por longitud de tuberías son mayores.

- f) Es de suponer que determinados circuitos, conforme se va teniendo salidas de consumo (tomas) debería de ir disminuyendo el diámetro de las tuberías que continúan con el circuito, pero no se ha hecho así porque los aparatos neumáticos a utilizarse no son fijos en un solo lugar, y podrían utilizarse en forma intercalada o simultáneamente en una misma toma; teniendo mayor libertad para otros casos.
- g) En lo que se refiere a la cimentación del sistema motor, compresor, tanques y apoyos de tuberías, no ha sido necesario un estudio minucioso, porque el compresor no tiene vibraciones significativas, los tanques de almacenamiento no son de gran tamaño ya que las fluctuaciones de aire comprimido que reciben son muy ligeras y por ende el motor eléctrico de accionamiento trabaja con carga uniforme. Luego todo el sistema tiene cimentación ligera.
- h) Para la decisión final del espesor de los tanques reservorios se ha considerado un factor de servicio de 1.2 sobre el valor calculado, porque la corrosión de las paredes de estos tanques rápidamente pueden debilitarlos. Teniendo en cuenta que estos tanques resistirán alta presión de aire en su interior se ha visto

conveniente asumir el factor de servicio mencionado.

- i) Para el compresor a tornillo R-750 a utilizarse en este proyecto, el gráfico de sus curvas características nos indica que:
- Conforme se incrementa el caudal generado **de** aire comprimido, la presión máxima de descarga disminuye ligeramente.
  - A mayor caudal generado, se requiere de mayor potencia
  - El caudal generado de **aire** comprimido es directamente proporcional a la velocidad del compresor.
- j) De acuerdo a la curva de rendimiento del compresor referente a la altura, la eficiencia de éste disminuye en forma notoria a partir de los 3,000 m.s.n.m., debido a la presión y temperatura del aire atmosférico.

## BIBLIOGRAFIA

- 1 AIRE COMPRIMIDO: NEUMATICA CONVENCIONAL.  
AUTOR: E. CARNICER ROYO.  
EDITORIAL GUSTAVO GILI, S.A.  
ROSELLON, 87-89-BARCELONA-29.
- 2 AIRE COMPRIMIDO: EQUIPOS Y HERRAMIENTAS NEUMATICAS.  
AUTOR: E. CARNICER ROYO.  
EDITORIAL GUSTAVO GILI, S.A.  
ROSELLON, 87-89-BARCELONA-29.
- 3 MANUAL DE ATLAS COPCO.  
EDICION TERCERA.  
EDITADO POR ATLAS COPCO S.A.E.  
APARTADO 650, MADRID. ESPAÑA.
- 4 TERMODINAMICA BASICA PARA INGENIEROS.  
AUTOR: JORGE NAKAMURA MUROY.  
UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA.
- 5 VENTILADORES Y TURBOCOMPRESORES.  
AUTOR: JOSE MASANA TARDA.  
MARCOMBO, S.A., EDICIONES TECNICAS-BARCELONA, 1966.  
AVENIDA JOSE ANTONIO, 594 - BARCELONA - 7.

- 6 BOMBAS CENTRIFUGAS Y TURBOCOMPRESORES.  
AUTOR: CARL PFLEIDERER.  
TRADUCCION DE LA 4ta EDICION ALEMANA POR RAFAEL MIRAVITLLAS SERRADELL.  
EDITORIAL LABOR, S.A., BARCELONA, 1960.
- 7 PROYECTOS DE ESTRUCTURAS DE HORMIGON.  
AUTORES: GEORGE WINTER, PROFESOR DE INGENIERIA EN LA UNIVERSIDAD DE CORNELL.  
ARTHUR H. NILSON, PROFESOR DE INGENIERIA ESTRUCTURAL EN LA UNIVERSIDAD DE CORNELL.  
EDITORIAL REVERTE, S.A., BARCELONA, 1977.
- 8 ELEMENTOS DE RESISTENCIA DE MATERIALES.  
AUTORES: S. TIMOSHENKO  
D. H. YOUNG.  
EDITORIAL MONTANER Y SIMON, S.A., BARCELONA, 1966.
- 9 MANUAL DE SOLDADURA.  
ELECTRODOS OERLIKON, DIVISION DE EXPLOSIVOS S.A.  
TERCERA EDICION, 1975.
- 10 DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS. (Tablas).  
AUTOR: JUAN J. HORI ASANA.  
SEGUNDA EDICION.  
UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA.