

TESIS CON
FALLAS DE ORIGEN

3

20



Universidad Nacional Autónoma de México

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN

"ESTUDIO DEL AIRE COMPRIMIDO EN
INSTALACIONES INDUSTRIALES"

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

P R E S E N T A

JORGE BORBON HERNANDEZ

Director de Tesis:

I. M. E. DANIEL HERNANDEZ PECINA



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

I N D I C E

I.- GENERALIDADES .

- 1.- Definición del aire
- 2.- ¿Por qué el aire comprimido?

II.- COMPRESORES Y SUS CARACTERISTICAS

- 1.- Compresor
- 2.- Terminología en compresores de aire
- 3.- Clasificación de los compresores
- 4.- Compresión en varios escalonamientos o etapas
- 4.1 Principales ventajas de la compresión en varias etapas
- 5.- Compresores rotativos
- 6.- Elección de un sistema de compresión

III.- REGULACION DE LOS COMPRESORES

- 1.- La regulación
- 2.- Regulación de compresores impulsados por motor eléctrico
 - a) Control de velocidad constante
 - b) Control de arranque- y -paro automático
 - c) Control dual

IV.- UBICACION DE LOS COMPRESORES Y DEPOSITOS DE AIRE

- 1.- Factores que determinan la ubicación
- 2.- Succión
- 3.- Descarga
- 4.- Depósito de aire

V.- PREPARATIVOS PARA PONER EN MARCHA EL COMPRESOR Y SU MANTENIMIENTO

- 1.- Precauciones antes de arrancar la unidad
- 2.- Inspecciones periódicas
- 3.- Localización de fallas en compresores

VI.- PSICROMETRIA

- 1.- La humedad del aire atmosférico y la del aire comprimido
- 2.- ¿Qué es la psicrométrica?
- 3.- Carta psicrométrica
- 4.- Humedad absoluta
- 5.- Humedad de saturación
- 6.- Humedad relativa
- 7.- Concepto y cálculo de condensados, separados y arrastres

8.- Ejemplo del cálculo de condensados, separados y arrastre

VII.- SECADO DEL AIRE COMPRIMIDO

- 1.- Depuración del aire comprimido
 - 1.1 Tratamiento del aire a la salida del compresor
 - a) Refrigerador posterior de agua
 - b) Refrigerador posterior de aire
 - c) Secadores
 - d) Deshidratantes
 - 2.1 Tratamiento del aire en las redes de distribución
 - a) Secador de pastillas desecante delicuescentes
 - b) Filtros separadores cerámicos
 - c) Separadores centrífugos
 - 3.1 Tratamiento del aire en los puntos de utilización
 - a) Filtros
 - b) Reguladores de presión
 - c) Lubricadores
 - d) Grupos combinados

VIII.- REDES DE DISTRIBUCION DE AIRE COMPRIMIDO

- 1.- Distribución de aire
 - 1.1 Caída de presión
 - 1.2 Las fugas
 - 1.3 Preparación del aire comprimido
 - 1.4 La velocidad de circulación del aire
 - 1.5 Presión de trabajo
- 2.- Consumo de aire comprimido
 - 2.1 Consumo específico
 - 2.2 Coeficiente de utilización
 - 2.3 Coeficiente de simultaneidad
- 3.- Disposición de las redes de aire comprimido

IX.- TUBERIAS

- 1.- Tuberías principal, secundaria y de servicio
 - a) Tubería principal o madre
 - b) Tuberías secundarias
 - c) Tuberías de servicio
- 2.- Cálculo de tuberías
- 3.- Colocación de tuberías
- 4.- Accesorios para tuberías
- 5.- Colores básicos en tuberías
- 6.- Consideraciones sobre tuberías de aire comprimido

X.- ASPECTOS IMPORTANTES EN EL DISEÑO DE UNA INSTALACION DE AIRE COMPRIMIDO

- 1.- Necesidades de la planta
- 2.- La localización de los puntos de consumo
- 3.- Capacidad y número de compresores
- 4.- Recomendaciones
- 5.- Ejemplo

XI.- CONEXIONES EN LOS PUNTOS DE CONSUMO

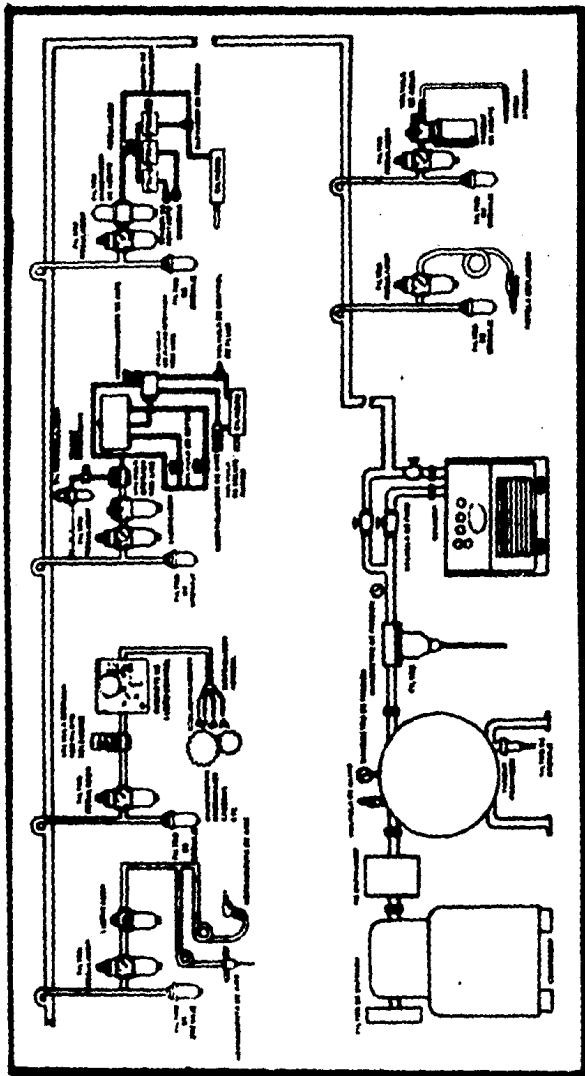
- 1.- Acoplamiento de garras
- 2.- Acoplamiento rápidos
- 3.- Tubería de nylon, manguera de pvc, de goma y elástica

XII.- HERRAMIENTAS NEUMATICAS

- a) Herramientas de percusión
- b) Herramientas de tipo rotativo

....CONCLUSIONES

....BIBLIOGRAFIA



INSTALACION GENERAL DE AIRE COMPRIMIDO

Fig. 1

I.- GENERALIDADES

1.- DEFINICION DEL AIRE.

El aire se define como una mezcla de gases. La mezcla es por lo tanto también un gas que tiene las siguientes características: incoloro, inodoro e insípido. El aire se encuentra en la atmósfera que nos rodea y su masa total se calcula en aproximadamente 15.17×10^{17} Kg.

La composición del aire permanece relativamente constante hasta unos 20 Km de altura aproximadamente .

Por ser el aire una mezcla de gases y no una combinación en forma química de ellos, sus componentes se pueden separar . Esta separación se realiza enfriando hasta -196°C el aire, pues a ésta temperatura los componentes se separan por destilación. Sabemos además que el aire es una de las mezclas gaseosas más importantes ,ya, que contiene a los elementos oxígeno y nitrógeno que son esenciales para la vida . El oxígeno es necesario en el proceso metabólico, por el cual nuestro cuerpo transforma los hidratos de carbono, las proteínas y las grasas contenidas en los alimentos en energías . Una persona puede consumir por término medio, aproximadamente 740 litros de oxígeno (un Kg de oxígeno) cada 24 horas. el peso del oxígeno consumido es aproximadamente igual al peso de los alimentos consumidos durante el mismo período .

El otro elemento importante en la vida como ya dijimos es el nitrógeno, que sirve como diluyente inerte y mantiene el henchimiento de ciertas cavidades de nuestro cuerpo tales como: los alvéolos pulmonares, el oído medio y las cavidades de los senos .

El aire contiene normalmente también muchas impurezas como son : polvo y gases contaminantes, pero su composición en general se muestra en la tabla que a continuación se presenta .

La tabla nos da porcentajes en masa y en volumen de cada elemento, así como una serie de constantes del aire usadas con más frecuencia .

COMPOSICION DEL AIRE SECO

COMPONENTE	% EN VOLUMEN	% EN MASA
Nitrógeno	78.09	75.51
Oxígeno	20.95	23.15
Argón	0.93	1.28
Dioxido de carbono	0.03	0.046
Neón	0.0018	0.00125
Helio	0.00052	0.000072
Métano	0.00015	0.000094
Criptón	0.0001	0.00029
Monoxido de carbono	0.00001	0.00002
Oxido nitroso	0.00005	0.00008
Hidrógeno	0.00005	0.0000035
Ozono	0.00004	0.000007
Xenón	0.000008	0.000036
Dioxido de nitrógeno	0.0000001	0.0000002
Iodo	0.2×10^{-10}	1.0×10^{-10}
Radón	6.0×10^{-18}	5.0×10^{-17}

CONSTANTES DEL AIRE MAS USADAS

Peso molecular	28.96 Kg/K mol
Densidad a 15°C y 1 bar	1.21 Kg / m ³
Temperatura de ebullición a 1 bar	- 191 a - 194°C
Temperatura de congelación a 1 bar	- 212 a - 216°C
Constante del gas	286.9 J / Kg.K
Presión crítica	37.80 bar
Temperatura crítica	- 140.7°C
Calor específico a presión constante	0.2415 BTU /lb ^o F
Calor específico a volumen constante	0.1714 BTU /lb ^o F
Peso del aire seco a 70°F y 29.92 pulg.de Hg	0.07496 lb/ft ³

Estos son los datos más importantes que se debe de conocer del aire que nos rodea .

2.- ¿POR QUE EL AIRE COMPRIMIDO?

Primeramente tenemos que el aire comprimido es una forma de energía que se debe a la característica fundamental del aire, que es la de ser un fluido compresible, es decir, se puede comprimir. Este fluido absorbe la energía que le proporciona una máquina térmica, que es un compresor. El compresor comprime el aire que es obtenido fácilmente y en la cantidad que se requiera de la atmósfera y con una presión que es la atmosférica. La presión es variable por la temperatura y la altitud del lugar en donde se encuentre la fábrica, taller o industria que emplee el aire atmosférico.

La presión a la que es comprimido el aire, es la presión de trabajo o de utilización que es, generalmente, de 6 a 7 Kg. por cm^2 .

El aire comprimido al salir del compresor, es almacenado o transportado hacia los puntos o puestos de consumo, donde la energía absorbida en la compresión por el aire se transforma en trabajo.

¿Por qué el aire comprimido? Esta pregunta se puede contestar al hablar de las características del aire comprimido, - así como las de su instalación; también estas nos indican - el por qué se proponen emplear esta energía, pues se observa que el número de aplicaciones que se le han encontrado a la energía neumática o energía del aire comprimido, están aumentando día a día tanto en la Industria Siderúrgica, como en la del automóvil, en las construcciones navales, en la Petroquímica.

El aire comprimido, por sus características, actualmente - desempeña un papel preponderante dentro de la industria moderna en general.

Mencionamos algunos datos históricos del aire comprimido, - así como sus primeros usos y también las características - que hacen que se proponga su empleo en la industria.

El aire comprimido, empleado como medio de transmisión de energía para producir trabajo en la industria, se inicia con la máquina soplante de Wilkinson, instalada en Wilbi, Inglaterra, en 1776, siendo ésta el prototipo de los compresores modernos.

En 1810 M. Medhust construye un compresor.

En 1845 Triger usa el aire en una mina.

(Industria Siderúrgica)

En 1851 J. W. Powle inventa un perforador a percusión.

(máquina herramienta)

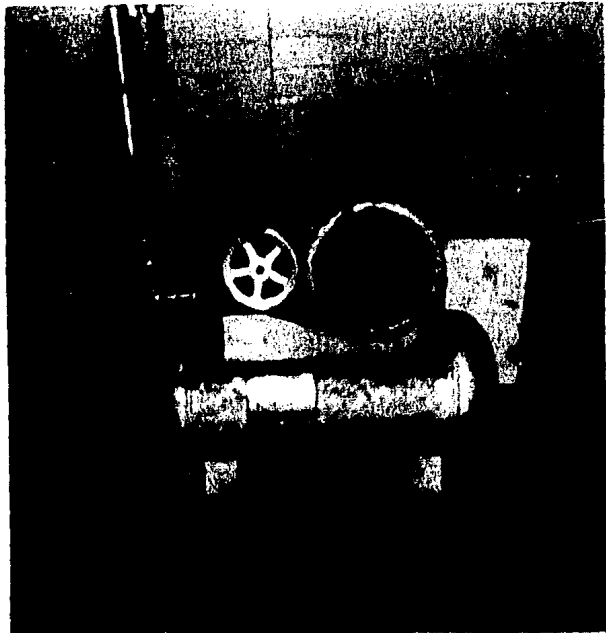
En 1865 se construye el sistema de correo neumático de París.

(informática)

En 1881 se instaló en París una central de producción de aire comprimido para el manejo de un reloj por medio de pulsos.

(sistema de control)

Pero fué hasta 1965 cuando se empezaron a comercializar los sistemas que emplean fluidos como el aire comprimido para producir trabajo dentro de la industria en general.



Compresor montado sobre depósito de aire.

Fig. 2

CARACTERISTICAS DEL AIRE COMPRIMIDO

- a) Es un fluido que poseé una gran adaptabilidad.
- b) Es versátil.
- c) Tiene gran facilidad de transporte.
- d) Su respuesta en el trabajo es más rápida que la Hidráulica, pero no tan inmediata como la eléctrica.
- e) Sus costos no son muy altos comparados con otros sistemas de energía.
- f) No implica riesgos graves ni peligro de accidentes.
- g) El escape de aire no es tóxico ni explosivo.
- h) Tiene gran capacidad de regulación y control.
- i) El aire no presenta riesgos de chispa ni de cargas electrostáticas.
- j) Los circuitos de aire no están expuestos a los golpes de ariete como los hidráulicos.
- k) Admite su combinación con otros sistemas.
- l) El mantenimiento de sus instalaciones es de poco gasto y puede confiarse a personas normalmente entrenadas en instalaciones en general.

Finalmente, tenemos que el realizar el estudio del aire comprimido en instalaciones industriales, nos permitirá conocer de una manera práctica como resolver los problemas que originan el uso de la energía neumática, así como el explicar convenientemente el empleo de cada uno de los materiales y el equipo que la industria neumática proporciona para aprovechar eficientemente los recursos tecnológicos obtenidos del aire comprimido.

El estudio lo podemos separar en dos campos bien definidos que son:

- a) Centrales de Producción (compresores, refrigeradores, secadores, etc.) donde el aire es tratado para su posterior aprovechamiento y las redes de distribución que llevarán el aire a los puestos de consumo o de trabajo.
- b) Organos Receptores: son aquellos que convertirán la energía del aire comprimido en trabajo (martillos, taladros, pulverizadores, controles automáticos, etc.)

II.- COMPRESORES Y SUS CARACTERISTICAS

1.- COMPRESOR

Es una turbomáquina que absorbe energía mecánica y restituye energía a un gas, comunicandole un incremento de presión mayor que 1,000 mm c. a. (mil milímetros de columna de agua). También es una máquina térmica. Máquina térmica, es aquella en la que el fluido en su paso a través de la máquina varía su volumen específico.

La compresibilidad o incompresibilidad del fluido que se traduce en la variación o invariencia del volumen específico, nos lleva a llamar al compresor 'máquina térmica', ya que los gases son muy compresibles, es decir, su volumen específico varía grandemente.

Peso específico: Es el peso por unidad de volumen.

$$P \text{ es } = \frac{W}{V}$$

Donde: $W = \text{Peso en Kg.}$
 $V = \text{Volumen en m}^3$

2.- TERMINOLOGIA EN COMPRESORES DE AIRE

Aire libre: Es el que existe en las condiciones de presión y temperatura reinantes en la aspiración del compresor (aire de la atmósfera).

Capacidad: Es la cantidad de aire libre realmente aspirado por un compresor, generalmente se expresa en metros cúbicos por minuto (m^3/minuto) o bien en litros por minuto (l/minuto).

Consumo: Se refiere a la cantidad de aire que requiere un equipo o instalación. Normalmente capacidad y consumo están dados en el aire libre, por lo que no hay que efectuar

ninguna conversión, pero, si un compresor y un equipo no tienen estas especificaciones en concordancia, se tendrá que recurrir a la fórmula para la conversión de litros de aire comprimido a una presión determinada, a litros de aire libre y que es:

$$Q = Q_1 \cdot \frac{(P+1.033)}{(1.033)}$$

Donde: Q = Litros de aire libre por minuto
 Q₁ = Litros de aire comprimido por minuto
 P = Presión del aire comprimido en Kg/cm²

Hay varias formas para indicar la cantidad de aire que proporciona un compresor y que son usadas por los fabricantes, tales como el desplazamiento volumétrico, volumen engendrado, etc. Estas especificaciones arrojan un caudal de aire teórico, que corresponde a un caudal diferente al que realmente suministra el compresor. Si se adquiere un compresor en base a las citadas especificaciones, tendremos de un 20 a un 25% menos de la cantidad de aire que nos esta indicando el fabricante. Si se garantiza el caudal de aire en consonancia con las condiciones de temperatura y presión de la aspiración, es decir, en litros o metros cúbicos de aire libre, se podrá adquirir el compresor.

Como el clima y la presión varían de acuerdo al lugar, no es posible establecer unas tablas de consumo de cada estado climático, por lo que se establece una normativa donde se consideran las condiciones normales de temperatura y presión del aire aspirado.

Las condiciones normales del caudal de aire, varían según el área de influencia tecnológica.

Las indicaciones del 'Compressed Air & Gas Institute' de U. S. A., nos dicen que: 1 m³/h, es un metro cúbico de aire libre por hora a la temperatura de 20° C, a la presión de 1.033 Kg/cm² y con una humedad relativa del 36%.

En la zona europea la norma C.E.T.O. RP-44P, propone como condiciones normales, las especificadas en la ISO R554, que corresponden a la temperatura de 20°C a la presión de 1013 mbar y con una humedad relativa de 65% .

Los procedimientos para prueba o medición del caudal efectivo del aire suministrado por un compresor, están dados en las normas alemanas DIN 1945 y DIN 1952, inglesa BSS756 - 1952, americana ASME PTC 9 y francesa NFX10-191 .

3.- CLASIFICACION DE LOS COMPRESORES

Los compresores se clasifican de acuerdo a sus características particulares como son: la presión de trabajo, tipo de movimiento para comprimir el aire, número de pistones, etc. Resumiendo las características de los compresores: si se comprime en una etapa, son monofásicos; constan de un pistón o cilindro; se utilizan para manejar caudales pequeños e intermitentes. Para su refrigeración utilizan aletas. En estos compresores la temperatura de salida del aire es de aproximadamente 180°C y con una posible variación de $\pm 20^\circ\text{C}$

Cuando se efectúa la compresión en dos etapas son compresores bifásicos. En la primera fase (etapa de baja presión), comprimen de 2 a 3 Kg/cm² y en la segunda fase (etapa de alta presión), comprimen a la máxima presión de 8 Kg/cm² . Constán de 2, 4, 6, 8 pistones colocados en V o L . Para su refrigeración emplean refrigeradores intermedios, que pueden actuar a base de un ventilador o en virtud de una cortina o corriente de agua a través de los mismos. El caudal - manejado va desde 1000 litros/minuto de aire libre para el modelo en V y desde unos 10 000 litros/minuto a 30 000 litros/minuto y más para modelos en L . La presión máxima es de 8 Kg/cm², pero esta tiende actualmente a subir .

Podemos considerar como la más común de las formas de clasificar a los compresores la siguiente: .

Compresores: Alternativos (de pistón o émbolo)
 Rotativos (de motor)

Compresores Alternativos o de Embolo.

Características principales:

- i).- Partes constituyentes.
- ii).- Clasificación.
- iii).- Utilización
- iiii).- Dispositivos o accesorios.
- iiiii).- Cálculos Térmicos.

i) Partes constituyentes.

- a) Filtro de aire
- b) Cigüeñal (colocado en el cárter)
- c) Embolo de pistón y cilindro
- d) Pistón
- e) Aletas o sistema de enfriamiento por aire o agua
- f) Manguera de conducción de aire (rígida o flexible)
- g) Cárter o tanque de almacenamiento del lubricante
- h) Purga del aceite lubricante
- i) Tornillo o tapón de entrada del aceite lubricante o nivel de aceite.
- j) Tanque o cilindro de almacenamiento del aire comprimido
- k) Válvulas de admisión y de descarga
- l) Motor de accionamiento eléctrico o de combustión interna (gasolina o diesel)

ii) Clasificación de acuerdo a

- a) La presión levantada
 - 1.- Compresores de baja presión (de 0 a 28 psi o 2 Kg/cm cuadrado)
 - 2.- Compresores de mediana presión (de más de 2 a 7 Kg/cm cuadrado o de 28 psi a 98 psi)
 - 3.- Compresores de alta presión (de más de 98 psi o de más de 7 Kg/cm cuadrado)
- b) El número de cilindros
 - 1.- Monocilíndricos

- 2.- Dos cilindros
- 3.- Tres cilindros
- 4.- Cuatro cilindros
- 5.- Seis cilindros
- 6.- Ocho cilindros

c) La posición de los cilindros

- 1.- Verticales
- 2.- Horizontales
- 3.- En 'V'
- 4.- En 'L' o en ángulo

d) El número de etapas de compresión

- 1.- De una etapa
- 2.- De múltiples etapas

e) El flujo de gas

- 1.- De flujo de aire
- 2.- De flujo de freón 12
- 3.- De flujo de freón 22
- 4.- De flujo de CO₂
- 5.- De flujo de amoníaco
- 6.- De flujo de argón

iii) Utilización

La utilización más común de los compresores de émbolo la tenemos en:

- 1.- Secado de productos
- 2.- Como control de servomecanismos
- 3.- En máquinas herramientas neumáticas
- 4.- En la producción de aire húmedo para procesos de destilación
- 5.- En las líneas de aire comprimido para la limpieza de accesorios
- 6.- Para bombeo de líquidos en equipos hidro-neumáticos

iiii) Accesorios.

- a) Filtro de aire en la admisión. Este evita el paso de aire sucio (polvos y sólidos) al compresor .
- b) Refrigerador intermedio, es usado generalmente en los compresores de dos etapas, para disminuir la temperatura del aire comprimido en la primera de las dos etapas .
- c) Refrigerador posterior, es el que reduce la temperatura y elimina la humedad contenida en el aire que abandona el compresor en la última fase .
- d) Separador, se coloca generalmente entre el refrigerador posterior y el receptor o depósito de el aire comprimido; los condensados y otros sólidos como su nombre lo dice son separados por él .
- e) Trampas , son empleadas para descargar aceites y algunos otros condensados .
- f) Depósito de aire, elimina las pulsaciones o la presión oscilante en la descarga del compresor, actúa también como reserva y presión que ayudará al compresor a no trabajar desde cero; también en él se da la precipitación de la humedad que es acarreada por el refrigerador posterior .

iiiiii) Calculos térmicos.

Siendo el propósito de éste estudio del aire comprimido en instalaciones industriales, el ver de manera más práctica los compresores y su integración dentro de un conjunto globalizado de elementos que definen a una instalación, no profundizaremos en las leyes termodinámicas, es por eso que solo veremos los términos que al usuario del aire comprimido más le interesan y que son : la energía o potencia real consumida para obtener la capacidad deseada final. Un método para conocer la capacidad y la energía, lo encontramos en la comparación de los diagramas de trabajo de dos compresores similares, de los cuales se tomará el que más favorezca a las necesidades de la planta, o taller .

Definamos algunos conceptos que veremos en los diagramas de trabajo de los compresores : (Figuras 3 y 4)

Capacidad.- En los compresores es la cantidad real que de gas se obtiene de dichas máquinas, medida por medio de un orificio, a la presión y temperatura de entrada o aspiración, expresada en metros cúbicos por minuto o bien en pies cúbicos por minuto .

Desplazamiento.- Es el volumen barrido por un compresor en la unidad de tiempo . La cara o caras del pistón de la primera fase lo realizan, para el caso de doble efecto hay que tomar en cuenta el vástago del pistón. Se expresa en metros cúbicos por minuto.

Espacio muerto.- Corresponde al volumen residual entre el pistón, el fondo de el cilindro y las lumbreras de las valvulas, cuando el pistón se encuentra en su punto muerto . Se expresa en tanto por ciento del desplazamiento. El espacio perjudicial no debe pasar del 6% del volumen barrido .

Rendimiento volumétrico real.- Es la relación :

$$E_{v \text{ real}} = \frac{\text{Capacidad del compresor}}{\text{Cilindrada}}$$

donde el desplazamiento o cilindrada se calcula así :

$$D = A_{\text{pistón}} \times L_{\text{pistón}} \times n \times C \quad (\text{m}^3 / \text{minuto}) .$$

D = Desplazamiento

A = Area (del pistón) en m^2

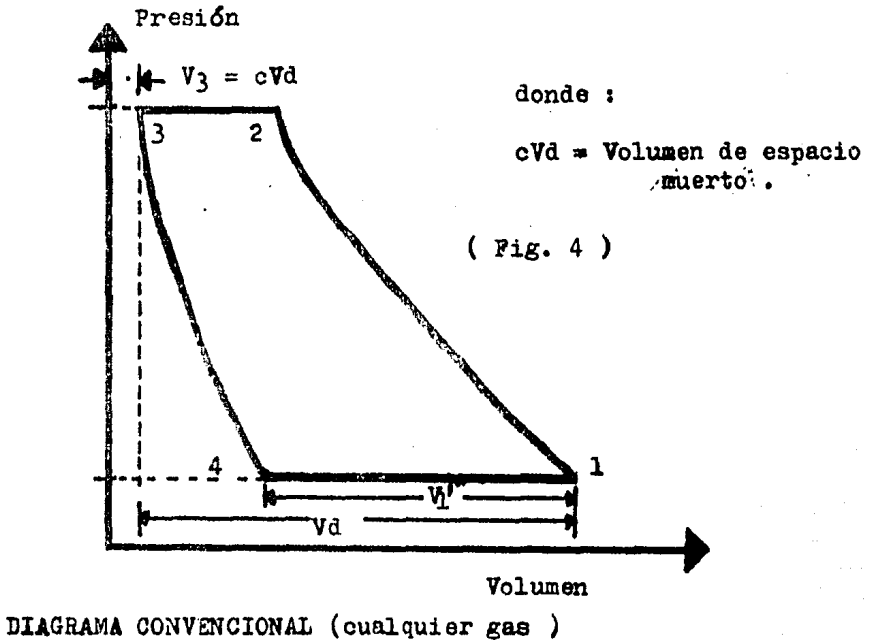
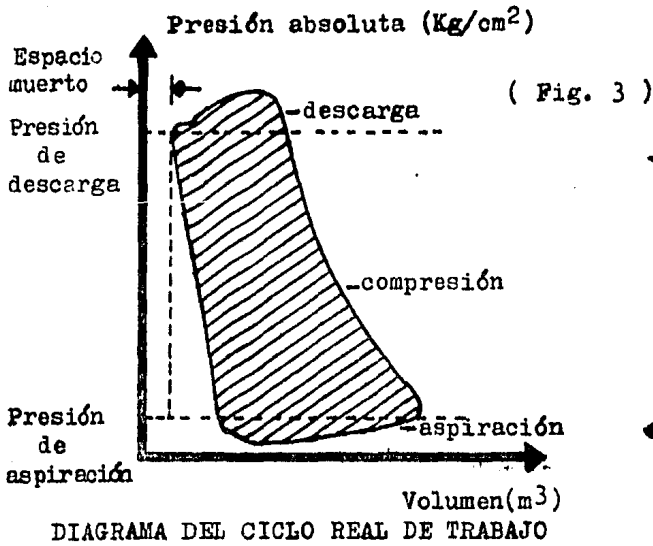
L = Longitud (carrera del pistón) en m

n = Revoluciones por minuto

C = Número de cilindros

Rendimiento volumétrico convencional.- Se halla a partir de el diagrama convencional y es igual a :

$$E_{v \text{ convencional}} = \frac{V_1 - V_4}{V_d} = \frac{V_1'}{V_d}$$



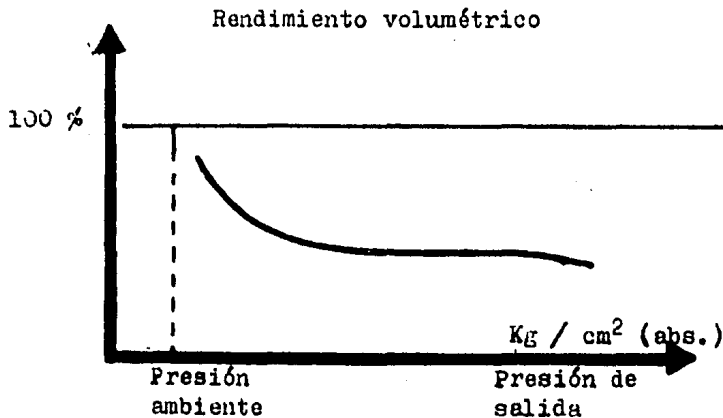
Factores que influyen en el rendimiento volumétrico .

Primeramente tenemos : si existe un incremento de la presión de suministro, se reduce el volumen efectivo por lo tanto habrá un descenso en el rendimiento .

Si el émbolo fuga, también decrecerá la cantidad de aire impulsado y de aumentarse la presión de suministro mayor será la fuga durante el proceso de compresión .

Los efectos del rozamiento en el aire mismo y la turbulencia en los pasos de aire, reducen la presión en el cilindro durante la admisión con el consiguiente efecto contrario al rendimiento volumétrico. El aire que entra en el cilindro, está a menor temperatura que el aire remanente que se expande y que las paredes del cilindro. El aire entrante se calienta y se expande, por lo que la masa aspirada ahí decrece y se produce entonces la reducción del rendimiento volumétrico .

En la figura siguiente se muestra la forma como varía el rendimiento volumétrico con la presión de salida .



(Fig. 5)

Trabajo.- Los compresores tanto del tipo rotativo como los de movimiento alternativo, pueden considerarse como máquina de flujo estacionario, por lo su ecuación de trabajo es :

$$W = m (h_1 - h_2) + Q$$

donde :

W = Trabajo

m = Masa en Kg

h_1 = Entalpia a la entrada (aire en la aspiración)

h_2 = Entalpia a la salida (aire en la descarga)

Q = Calor

En el diagrama de trabajo real de un compresor de una sola etapa, se observa que la compresión se realiza rápidamente y el calor producido no se pueda disipar . El aire comprimido se dice que sigue una "Ley adiabática".

La temperatura teórica de descarga para una compresión del tipo adiabático se calculará por la fórmula :

$$T_d = T_a (R_C) \frac{y - 1}{y}$$

donde :

T_d = Temperatura absoluta de descarga en °K

T_a = Temperatura absoluta de aspiración en °K

R_C = Relación de compresión

y = Exponente adiabático del aire (valor = 1.41)

Para obtener R_C se tiene que:

$$R_C = \frac{\text{Presión absoluta de descarga}}{\text{Presión absoluta de aspiración}}$$

Si tenemos un compresor de "n" fases, las relaciones de compresión de cada una de ellas es sensiblemente igual, siendo

$$R_C(\text{por fase}) = \sqrt[n]{R_C(\text{total})}$$

Potencia.- Al igual que en el trabajo, sin intercambio de calor, la potencia se considera adiabática.

Potencia adiabática teórica se calcula por la fórmula :

$$N_{at} = 2.22 \frac{y}{y-1} P_a \cdot G_a (R_c \frac{y-1}{y} - 1)$$

siendo :

- N_{at} = Potencia adiabática teórica
- P_a = Presión absoluta en la aspiración Kg/cm²
- G_a = Caudal en condiciones de aspiración y sus unidades son metros cúbicos por minuto .
- R_c = Relación de compresión .
- y = Exponente adiabático del aire igual a 1.41

Potencia de accionamiento .- Es la potencia que nos mueve al compresor y es dada por la fórmula :

$$N_A = M \times w$$

donde :

- N_A = Potencia de accionamiento
- M = Momento
- w = Velocidad angular

Potencia interna .- Es la potencia de accionamiento menos las pérdidas mecánicas del compresor .

$$N_I = N_A - \text{pérdidas mecánicas del compresor}$$

Las pérdidas mecánicas del compresor más comunes son :

- a) Pérdidas neumáticas .
- b) Pérdidas por fricción entre chumaceras y el eje.
- c) Pérdidas entre el pistón (metal) y el aire .
- d) Pérdidas en los prensastopas o sellos mecánicos .

Potencia útil .- Es la potencia que realmente se recibe.

$$N_u = N_A - N_I - \text{pérdidas de gasto (fugas)}$$

Eficiencia .- Es otro de los puntos importantes para el conocimiento más completo del compresor .

Eficiencia mecánica es igual a :

$$E_{\text{mec.}} = \frac{NI}{N_A} = \frac{W_I}{W_P} = \frac{\text{hp}_I \text{ del compresor}}{\text{hp}_P \text{ del compresor}}$$

donde :

W_I = Trabajo indicado

W_P = Trabajo al freno

hp_I = Potencia indicada en horse power (hp)

hp_P = Potencia al freno (hp)

Si el compresor se acciona con una máquina de vapor o con un motor de combustión interna, el rendimiento mecánico es:

$$E_{\text{mec. sist.}} = \frac{\text{Caballos de vapor indicados com.}}{\text{Caballos de vapor indicados de la máquina impulsora}}$$

también

$$E_{\text{mec. sist.}} = \frac{\text{hp indicados del compresor}}{\text{hp indicados de la máquina impulsora}}$$

El cuadro siguiente muestra la potencia requerida para comprimir un metro cúbico de aire libre por segundo a diferentes presiones, en un compresor de 1 etapa; permitiendo así la comparación de las potencias adiabática e isotérmica teóricas .

Presión manométrica de salida en Kg / cm ²	1	2	3	4	5	6	7	8
Potencia teórica adiabática en KW	76	129	170	204	233	259	283	305
Potencia teórica isotérmica en KW	60	110	139	161	179	195	208	220

Tabla # 1

4.- COMPRESION EN VARIOS ESCALONAMIENTOS O ETAPAS

Una de las razones por las que se emplean varias etapas de compresión, es la de mejorar el rendimiento volumétrico, ya que de esta forma se puede refrigerar el aire entre cada una de las etapas, por medio de un refrigerador intermedio que disipa el calor (mediante un agente enfriador que puede ser aire o agua), que es producido en la compresión .

Refrigeración intermedia, nos permite ahorrar energía .La compresión en una sola etapa tiene muchas desventajas, por lo que es más posible ahorrar energía empleando dos o más etapas si la presión final esta entre 4 y 7 Kg /cm² (60 y 100 lb /in²).

El método de efectuar la compresión en varias etapas, no solo presenta ventajas desde el punto de vista termodinámico, sino también desde el mecánico . (Figuras 6 y 7)

4.1.- Principales Ventajas de la Compresión en Varias Etapas

Estos son :

- a) Proporcionan la oportunidad de refrigerar el aire entre las presiones intermedias de entrada y salida .
- b) Es menor la potencia para accionar una máquina con varios pasos, que la que se necesitaba para un compresor de un solo paso a igualdad de caudal y presión de salida .
- c) El balance mecánico de la máquina es mejor .
- d) En cada etapa el intervalo de presiones así como el de las temperaturas se pueden mantener entre los límites que convengan, resultando:
 - Pequeñas pérdidas de aire debido a fugas.
 - Mejor lubricación debido a las temperaturas más bajas.
 - Mejor rendimiento volumétrico con el intervalo de presión mas estrecho, los efectos de la expansión del aire remanente son menos marcados .
- e) En una máquina de un solo paso, el cilindro debe ser suficientemente robusto para resistir la presión de salida ; mientras que la menor presión en los cilindros de la máquina escalonada, permite construir cilindros más ligeros.

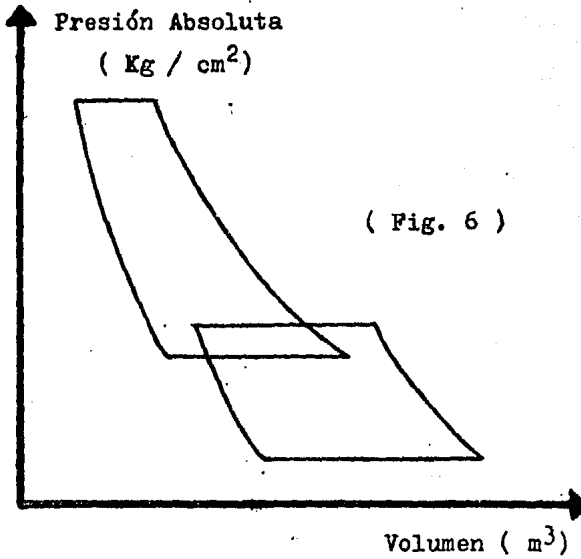


DIAGRAMA CONVENCIONAL DE 2 ETAPAS CON CAIDA DE PRESION

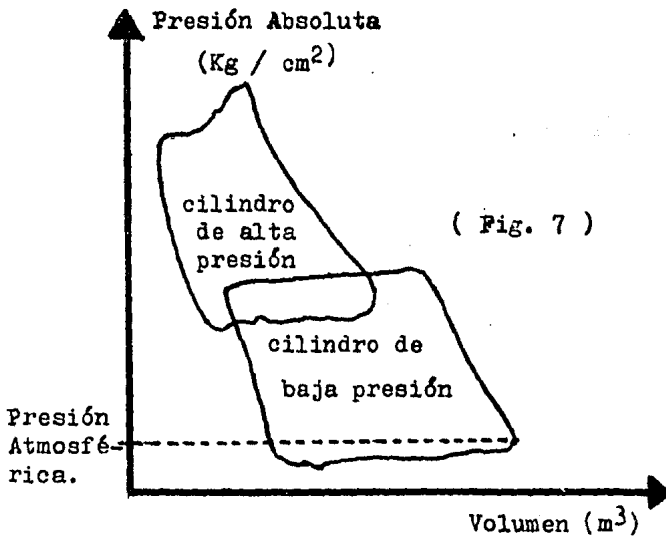


DIAGRAMA REAL DE UN COMPRESOR DE 2 ETAPAS

El trabajo total del compresor de dos etapas o saltos, será el trabajo de la etapa a baja presión (B.P.), más el trabajo de la etapa a alta presión (A.P.) ; por lo que el trabajo total de un compresor de "n" etapas será igual a la suma de los trabajos de las "n" etapas o saltos .

$$W_T = W_{E1} + W_{E2} + W_{E3} + \dots + W_{En}$$

Velocidades.- Las velocidades de rotación de los compresores modernos varia de 150 a 180 y de 180 a 350 rpm., estando comprendidas la mayoría entre 200 y 300 rpm. para el tipo de movimiento alternativo .

5.- COMPRESORES ROTATIVOS

Se denominan compresores rotativos a aquellos que producen o comprimen el aire por un sistema rotatorio y continuo ,esto lo realizan empujando el aire desde la aspiración hasta la salida con movimiento circular . (Figuras 8 y 9)

Características principales :

i) Clasificación .

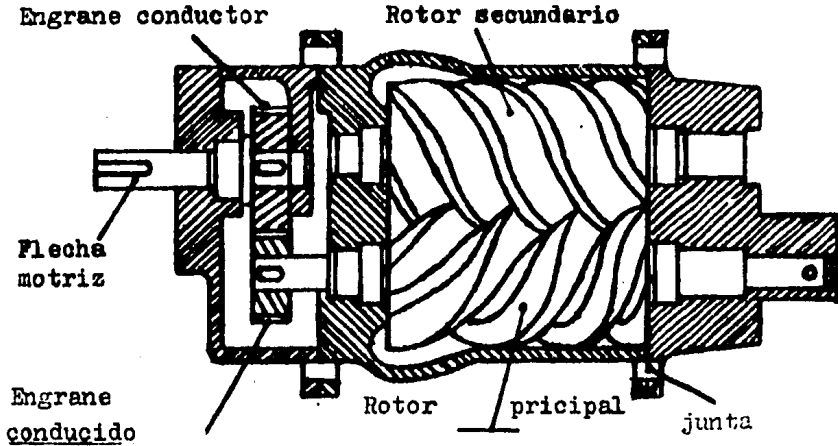
En general se consideran dos tipos de compresores rotativos y que son :

- a) De tornillo
- b) De paletas

ii) Partes constituyentes .

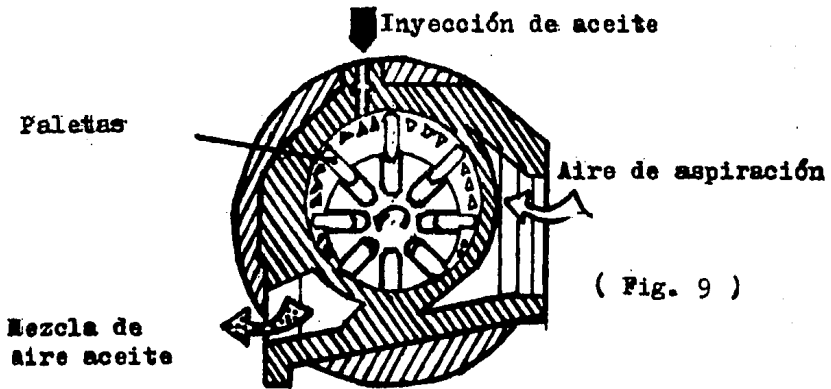
Compresor de tornillo :

Escencialmenté lo constituyen un par de rotores que tienen lóbulos helicoidales de engranaje constante. Los rotores van montados en un cárter de hierro fundido provisto de un espacio para la admisión en un extremo y una salida en el otro extremo. El tornillo macho tiene generalmente cuatro lóbulos y él hembra seis .



(Fig. 8)

Vista seccional de un compresor de tornillo



(Fig. 9)

Vista seccional de un compresor de paletas

Compresor de paletas :

Este compresor consta de un rotor que es excéntrico en relación a la carcasa o cilindro que lo envuelve ; tiene también una serie de aletas o paletas que se ajustan contra las paredes de la carcasa debido a la fuerza centrífuga .

iii) Características de los compresores rotativos.

a) De paletas .

El empleo industrial de los compresores de paletas, queda limitado por sus propias peculiaridades para ciertos casos particulares .

Se le considerará como compresor de una etapa para presiones hasta de 5 Kg / cm^2 , y por su bajo rendimiento solamente se recomendará para trabajos en los que unicamente se necesita baja presión . Sin embargo, por los años setenta, dado el avance tecnológico experimentado por el aire comprimido se empiezan a comercializar compresores de paletas, que alcanzan presiones máximas (a pleno caudal en la descarga de el grupo) de 8 Kg / cm^2 y volúmenes de aire que oscilan entre 90 y 515 m^3 por hora de aire libre, para una potencia nominal del motor entre 15 y 75 cv . Poseen una ventaja como es la insonorización del grupo cosa que los compresores de pistón no tienen.

Por otro lado se configura un modelo industrial de atrayente aspecto, que sigue la línea cubista, con una carcasa metálica que agrupa a todos los elementos desde el depósito de aire, hasta el cuadro de maniobras de arranque . Así también tenemos la notable disminución de la temperatura máxima del aire en la descarga (para una temperatura de $20 \text{ }^\circ\text{C}$ en el medio ambiente), que se cifra entre 60 y 62°C en comparación con los compresores de pistón que sobre pasan los $100 \text{ }^\circ\text{C}$, permite utilizar el aire comprimido tal y como sale del compresor, es decir sin refrigerador . En el caso de necesitar aire frío, su refrigerador posterior no alcanza las proporciones del de uno de pistón, debido al salto térmico que es menor que en el compresor de pistón .

Dado que en estos compresores la descarga se efectúa sin pulsaciones, puede eliminarse la necesidad de un depósito de aire. La regulación se efectúa y nos da una presión constante en la descarga para un caudal variable de 0 a 100 %. Si la regulación de la presión se efectúa a 7 Kg por cm^2 , ésta varía solo de 7 Kg / cm^2 a plena carga hasta 7.35 Kg / cm^2 a caudal nulo.

b) De tornillo .

Desde que se construyó el primer prototipo del compresor rotativo de tornillo hasta nuestros días, los compresores de este tipo han sufrido una evolución industrial amplia.

Los primeros compresores funcionaban con cámaras de compresión libres de aceite, pero al final de la década de los años 50 se empezó a usar el compresor con inyección de aceite en las cámaras de compresión .

Por otra parte estos compresores de tornillo estaban limitados en el campo de operaciones debido a la ruptura de rotores, dificultades en el arranque, percances en los rodamientos, incidencia del diseño del perfil de los rotores y su alto nivel de ruido, sin olvidar su baja eficiencia, por lo que dichos compresores se usaban solo en instalaciones que requerían gran capacidad de aire comprimido .

El estudio para perfeccionar los compresores de tornillo dió origen a las siguientes mejoras :

- 1) La adopción de un nuevo perfil de rotor para mejorar la seguridad mecánica y dar mayor eficacia, particularmente en las unidades de menor capacidad .
- 2) El cierre de la estanquidad de grafito sobre fundición.
- 3) El uso de un sistema especial de refrigeración para los elementos del compresor, a fin de asegurar una expansión uniforme entre la carcasa y los rotores bajo todo tipo de condiciones de funcionamiento .

Se fabrican para su comercialización en potencias variables y presiones de trabajo de 7 y 8 Kg / cm^2 , así como también es variado el caudal y las velocidades de rotación .

6.- ELECCION DE UN SISTEMA DE COMPRESION

Para elegir el tipo adecuado de compresor podemos tomar como regla general el siguiente criterio . (ver tablas 2,3,4)

- a) Para una capacidad menor a los 40 hp (70 m³,7 bar) la elección más atinada es sin duda el compresor recipro - cante o alternativo .
- b) De 40 a 300 hp la decisión entre un compresor alternativo y uno del tipo de tornillo rotativo, esta dada por el precio y las facilidades en la operación y el manteni - miento .
- c) De los 500 hp a los 1250 hp tanto los compresores alter - nativos, como los centrífugos cubriran las necesidades .
- d) Arriba de este caballaje se necesitará un compresor del tipo centrífugo .

Siempre que exista la posibilidad de elección entre dos o más tipos de compresores, es prudente considerar los facto - res siguientes :

- a) ¿ Ha de trabajar el compresor siempre a su máxima capa - cidad ?, si es así, habrá poca diferencia en el costo ob - tenido para los diferentes compresores posibles .
- b) Si existe una marcada variación en la capacidad de aire requerido en función del tiempo, es decir, si el volumen de aire fluctúa constantemente, podran tenerse algunas al - ternativas .
- c) En caso de una gran variación, podria pensarse en la ad - quisición de dos compresores pequeños que juntos satisfa - gen la carga máxima, pudiendo uno de ellos cubrir la car - ga mínima .
- d) En caso de una gran variación en la capacidad requerida y contando con períodos muy cortos en los que se requie - ra una mayor capacidad, podria ser incluido en el siste - ma , un método de almacenamiento para satisfacer esa de - manda fluctuante .
- e) Es importante saber cuanto costará instalar tal o cual compresor incluyendo su equipo auxiliar; también cuanto costará el KW /hora .
- f) Es posible que se necesite agua de enfriamiento .
- g) Hay que prever los costos de mantenimiento , etc..

Para bajas presiones de trabajo, sin importar el volumen del gas a comprimir, la carcasa del compresor podrá ser de hierro fundido; en los compresores pequeños si la presión excede de 20 bares, podrá emplearse acero fundido. Los compresores que manejan grandes volúmenes y presiones mayores a 3.5 bares, se debe utilizar para sus carcasas lámina o forja de acero, esto se debe a los problemas de tensión y flexión involucrados en las mayores superficies metálicas encontradas en el manejo de grandes volúmenes de gases.

Por lo general se usa acero al carbón y eventualmente aleaciones en níquel.

Finalmente cuando se tienen bajas presiones y gases de altos pesos moleculares, los compresores centrífugos del tipo horizontal pueden dar el servicio más adecuado; pero en el manejo de gases de baja densidad o muy altas presiones, es conveniente utilizar compresores de diseño vertical, que por su posición tienden a evitar fugas a través de los sellos mecánicos.

TABLA DE CARACTERISTICAS PARA LA ELECCION DE COMPRESORES
DE PISTON SOBRE DEPOSITO HORIZONTAL . (Tabla # 2)




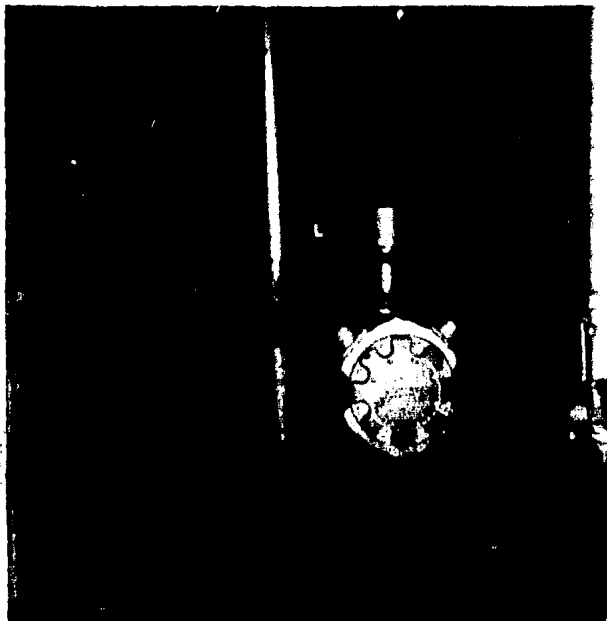
No. de cil. 	Presión máxima Kg/cm ²	Potencia instalada c.v.	Aire libre l./min.	R.P.M. 	Capacidad depósito litros	Peso Kg 
2	8-10	2	260	1100	150	110
1	8-10	3	380	720	250	180
1	8-10	4	500	950	250	185
2	8-10	5.5	664	630	300	255
2	8-10	7.5	932	885	300	270
3	8-10	10	1200	760	500	360
2	8-10	15	1980	1450	500	560
2	8-10	20	2410	1450	500	570
2	8-10	25	2894	1800	500	605

TABLA DE CARACTERISTICAS PARA LA ELECCION DE COMPRESORES
DE PISTON Y TIPO " V ". (Tabla # 3)

Sistema de refrigeración	aire	aire	aire	aire	aire	aire	aire
Compresión	2 e.	2 e.	2 e.	2 e.	2 e.	2 e.	2 e.
Tipo de pistón (simple-doble efecto)	simp.	simp.	dob.	dob.	simp.	simp.	simp.
# de cilindros	2	2	2	2	3	3	3
Diam. cils. (etapa 1) mm	145	160	140	160	180-2	210-2	225-2
Diam. cils. (etapa 2) mm	90	98	110	125	150-1	180-1	200-1
Carrera mm	80	80	80	80	92	92	92
Cilindrada cm ³	1320	1608	2462	3216	4680	6365	7315
Presión de trabajo Kg/cm ²	8	8	8	8	8	8	8
Velocidad rpm	1450	1450	1450	1450	1450	1450	1450
Desplazamiento litros /minuto	1910	2330	3560	4660	6780	9240	10600
Aire libre efec. litros /minuto	1570	1910	2940	3820	5560	7568	8690
Potencia inst. c v	15	20	30	40	60	75	100
Potencia absor. c v	13.4	17	28.4	37.2	54.3	70	95
Aceite en el carter litros	2.25	2.25	2.25	2.25	16.	16	16
Peso Kg	375	400	500	680	1060	1250	1350

TABLA DE CARACTERISTICAS PARA LA ELECCION DE COMPRESORES
DE PISTON TIPO " L ". (Tabla # 4)

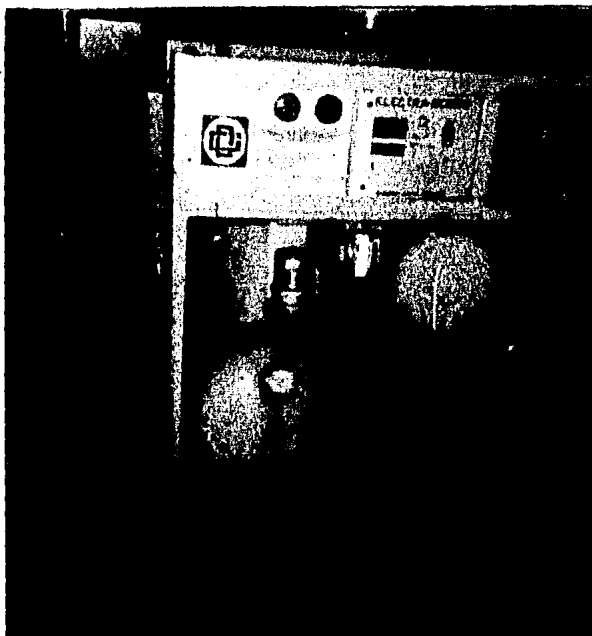
Presión máx. Kg/cm ²	Vel. rpm	Desplaz. m ³ /min.	Aire libre a 7Kg/cm ² m ³ /minuto	Cons. ener. a 7 Kg/cm ² c v	Agua ref. m ³ /h	Peso c/v0 Kg
3.8	730	14.902	12.145	86.6	1.93	1350
8.8	600	12.231	10.031	67.8	1.6	1350
8.8	485	22.40	18.814	128	2.6	2790
8.8	375	17.315	14.605	106	1.95	2790



Vista de un compresor de pistones tipo en 'V' de dos etapas y con refrigeración intermedia (agua) marca 'JACUZZI' : Compresor alternativo (Fig. 10)

Compresor rotativo de tornillo en paquete, ya que consta de elemento compresor (rotores) , depósito de aceite, separador de aceite y filtros de aceite y de aire así como panel de control. Todo esto está encerrado en una armazón o estructura.

(Fig. 11)



III.- REGULACION DE LOS COMPRESORES

1.- LA REGULACION.

La regulación de los compresores tiene por objeto ajustar el suministro de aire dado por los mismos a la demanda, motivada por los consumos de fábrica. A veces no es necesario controlar la capacidad de un compresor, pues la demanda supera la capacidad de producción de éste; sin embargo, lo normal es que el gasto de aire comprimido sea variable, ya que no todos los equipos neumáticos tienen un trabajo continuo siempre.

Cuando la demanda de aire varia, la capacidad del compresor se regula por medio de un nivel de presión montado en el tubo de descarga o en el depósito de aire .

Aparte de la función de ajustar el suministro a la demanda , la regulación tiene por objeto también mantener la presión dentro de los límites establecidos por el fabricante de el equipo y componentes neumáticos; ya que estos elementos se han diseñado para trabajar a una presión determinada y esto trae como consecuencia que cualquier sobre presión destroce los órganos mecánicos internos del equipo .

2.- REGULACION DE LOS COMPRESORES IMPULSADOS POR MOTOR

ELECTRICO .

Los compresores impulsados por motor y otros tipos de compresores de velocidad constante, generalmente tienen uno de los tres siguientes métodos de control :

- a) Control de velocidad constante; disminuye la capacidad de el compresor automáticamente en uno o más pasos, por medio de un descargador o descompresor.
- b) Control de arranque - y - paro automático; que usa un parador y un switch de presión. Este control trabaja bien mientras la demanda de aire sea intermitente, con largos periodos de no demanda y donde la precisión en la regulación de la presión no es tan necesaria .

c) Control dual; es una combinación de los puntos 'a' y 'b'. Permite una operación ininterrumpida cuando la demanda es ca si continúa y arranque-y-paro automático si la demanda es --baja.

En el arranque - y - paro automático los controles tienen un simple switch activado por presión conectado al depósito. El rango entre las presiones de arranque y paro es generalmente cerca del 20 % de la presión de corte, la válvula de alivio de presión automática, sangra (purga) o el compresor descarga y permite así el arranque otra vez sin carga .

En el control dual, los esquemas de este tienen un switch el cual es operado manualmente para cambiar de arranque-y-paro automático a control de velocidad constante. Estos resultan más económicos en plantas con periodos de demanda pesada y también con ligera.

Los compresores rotativos, se pueden controlar variando su - velocidad, ya sea por descarga o por el método dual.

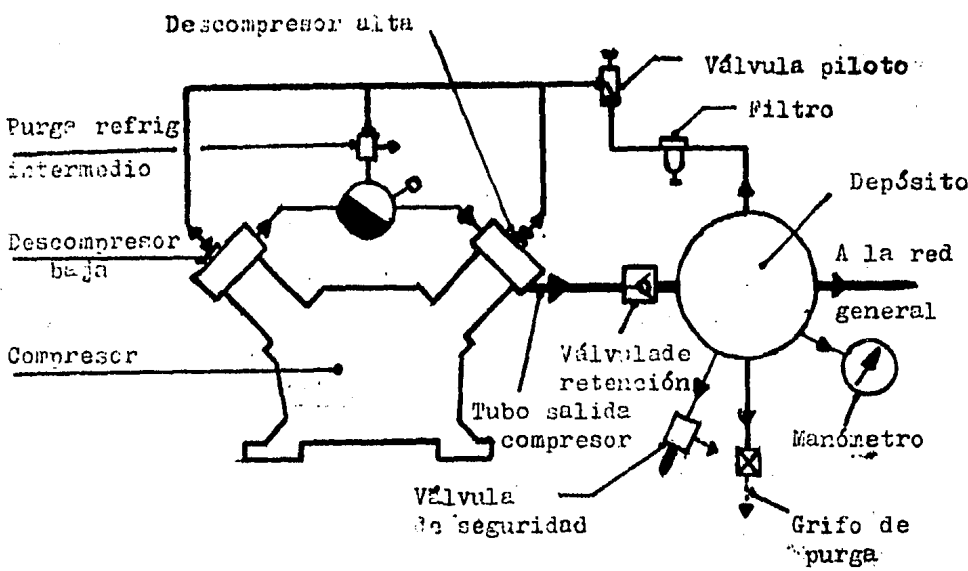
La presión desarrollada en algunos compresores rotativos depende de la resistencia del sistema.

Como hemos visto, la regulación que normalmente se emplea pa ra controlar la capacidad de un compresor, se realiza por me dio de un sistema de arranque - y - paro, donde este sistema lo podemos tener ya sea mecánico (manual) o electromecánico (automático o semiautomático).

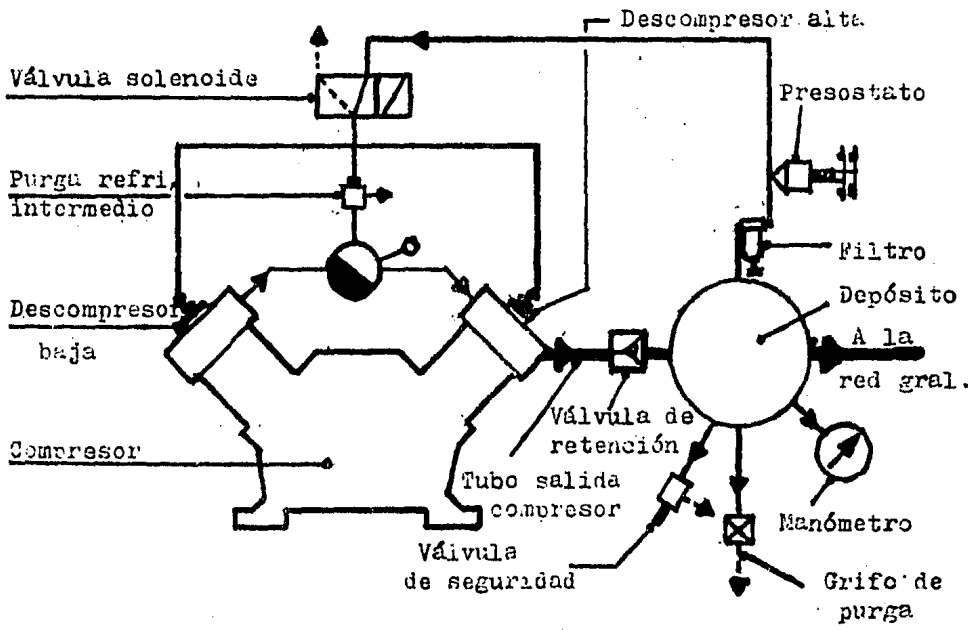
Entonces diremos que la regulación de los compresores es :

- Regulación por válvula piloto (mecánica) (Fig. 12)
- automática
- Regulación (electro-mecánica) (Fig.13)
- semiautomática

Veamos como se realizan cada una de estas regulaciones en - forma más explícita y concreta .



(Fig. 12).-Esquema de regulación por válvula piloto



(Fig. 13).- Esquema de regulación automática o semiautomática

REGULACION MECANICA.-

La regulación mecánica o por válvula piloto es la siguiente.

Una vez en el depósito el aire alcanza la presión máxima (de 7 Kg /cm² o la de trabajo), a la que se ha regulado la válvula piloto, el compresor pasa a trabajar en vacío por actuación de los descompresores del mismo; debe entenderse que no se para el motor por lo tanto tampoco el compresor .

Siempre que actúan los descompresores, lo hace a su vez el purgador automático del refrigerador intermedio . Cuando la presión baja del punto mínimo (de 6 a 5 Kg /cm²) al que se ha regulado la válvula piloto, el compresor empieza a trabajar nuevamente en carga . (Fig. 14)

En conclusión tenemos que esta es la forma idónea de regular cuando existe un trabajo continuo , y donde, la válvula piloto nos sirve para regular la presión máxima así como la presión diferencial o a la cual el compresor entra en carga .

REGULACION ELECTROMECHANICA.-

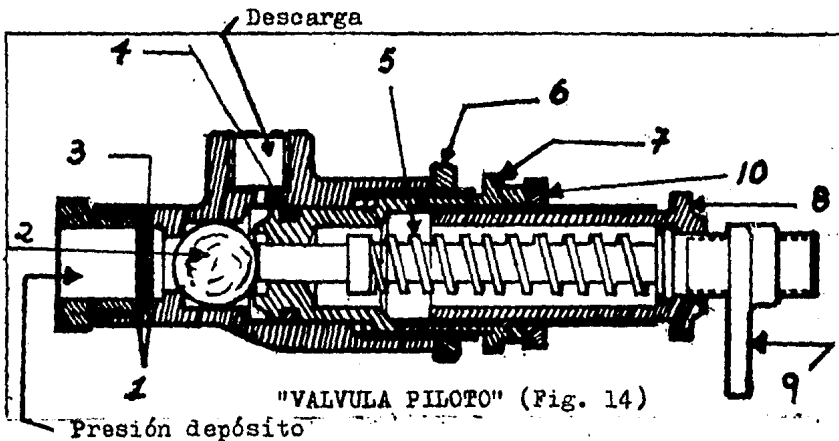
Regulación por válvula solenoide (automática o semiautomática) o electromecánica . (Fig. 15)

Automática.- En este caso tenemos que cuando el compresor alcanza su máxima presión o de trabajo, se para y cuando llega a la presión mínima se pone en marcha nuevamente . La regulación de esta forma es adecuada para trabajo intermitente siempre .

En cualquier instalación el consumo de aire se pueden dar las tres modalidades siguientes :

- a) consumo de aire uniforme
- b) consumo de aire con pequeñas variaciones o fluctuaciones de consumo grandes, pero a períodos largos .
- c) consumo de aire con grandes fluctuaciones y períodos cortos .

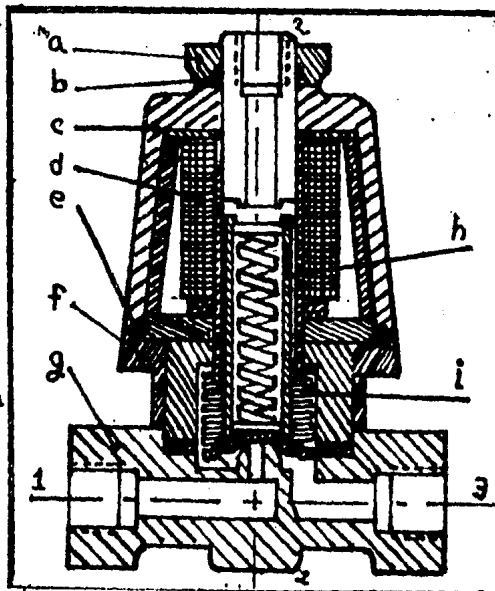
En los dos primeros apartados e incluso en el tercero se puede controlar el consumo con el mando totalmente automático , generándose así un ahorro de energía y menor desgaste en el motor y también en el compresor .



- | | |
|--------------------|--|
| 1.-Tamiz (2) | 6.-Tuerca del ajustador diferencial. |
| 2.-Balín | 7.-Tornillo ajustador diferencial . |
| 3.-O'Ring (anillo) | 8.-Tornillo ajustador de presión máx. |
| 4.-Filtro | 9.-Tuerca de ala . |
| 5.-Resorte | 10.-Tuerca del ajustador de presión máx. |

DESPIECE DE UNA VALVULA SOLENOIDE DE 3 PASOS

- | |
|-------------------------------------|
| a).-Tuerca hexagonal |
| b).-Junta toroidal |
| c).-Carcasa del eléc -
troiman . |
| d).-Bobina |
| e).-Junta de goma |
| f).-Base de sustenta -
ción. |
| g).-Cuerpo de la valvu
la . |
| h).-Núcleo móvil |
| i).-Resorte antagonista |
- (Fig. 15)



Para el tercer apartado cuando el número de maniobras es muy grande, es conveniente emplear un control semiautomático, dando así más vida al equipo regulador además de ahorrar energía en todo el grupo .

Funcionamiento del control automático .- Al recibir corriente el equipo eléctrico, si no hay presión en el depósito de aire o ésta presión es inferior a la que se reguló el presostato, la válvula solenoide se abre y se inicia el arranque del motor; cuando el motor alcanza el número normal de revoluciones, se cierra la válvula solenoide y el compresor inicia su trabajo en carga . Al aumentar la presión y ser esta mayor a la regulada en el presostato, se para el motor , permaneciendo la válvula solenoide cerrada y al descender la presión por debajo de la mínima regulada, se reanuda de nuevo el ciclo de trabajo del control .

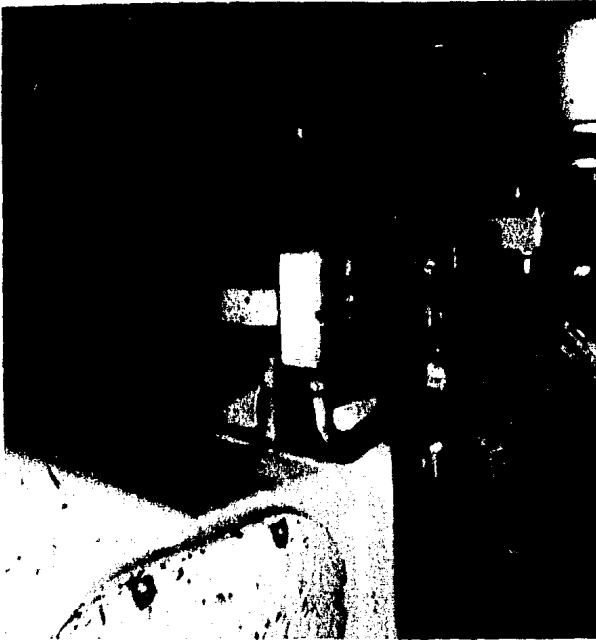
Semiautomática.- Es recomendable usar esta regulación , cuando existen períodos largos de trabajo continuo alternandose con períodos de trabajo intermitente o viceversa .

Funcionamiento del control semiautomático.- En el mando (control) semiautomático, las variaciones sólo influirán en la válvula solenoide, de la que abrirá o cerrará el paso de aire a los descompresores neumáticos, haciendo que el compresor y el motor trabajen en vacío y sin llegar a pararlos .

Para prevenir de una sobreintensidad en general se emplea un relé térmico de sobrecarga que desconectará todo el equipo .

La regulación (automático) del presostato puede efectuarse para la presión mínima deseada y para la máxima conveniente.

Una observación que se debe hacer siempre , es la de verificar que en ningún caso se ajuste la válvula solenoide o el presostato a más presión que la que en un principio traían de fábrica, ésto es por razones de seguridad .

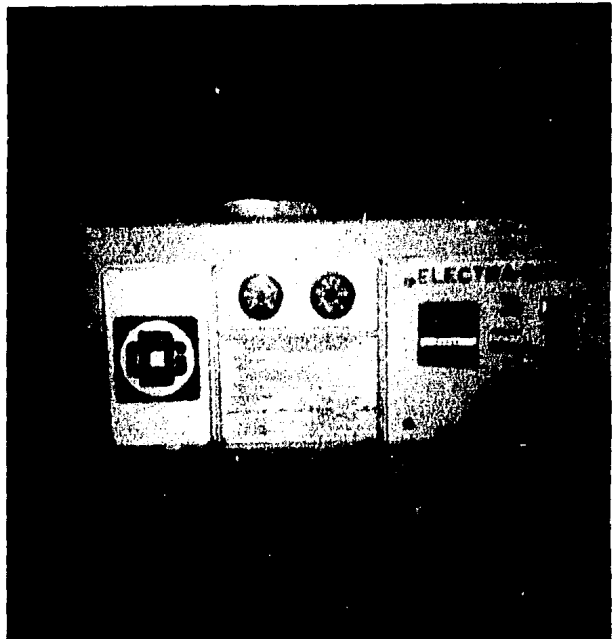


En esta fotografía se observan los elementos que forman el sistema de control de un compresor de pistón del tipo horizontal.

(Fig. 16)

Aquí se muestra el panel de control en forma más sofisticada de un compresor de tornillo. En el panel aparecen los manómetros de presión de aceite de los rotores y el manómetro de la presión de descarga, horómetro y botones de arranque y paro de la unidad compresora.

(Fig. 17)



IV.- UBICACION DE LOS COMPRESORES Y LOS DEPOSITOS DE AIRE .

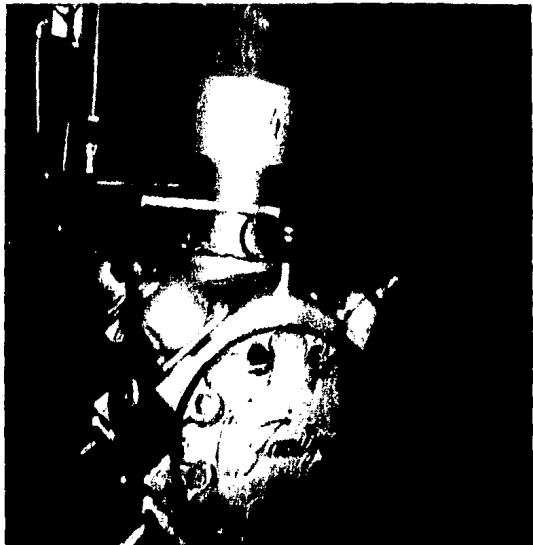
1.- FACTORES QUE DETERMINAN LA UBICACION.

La elección del lugar apropiado para la construcción de la sala de compresores, dependerá primeramente de la longitud y la envergadura de la red de distribución de aire comprimido.

Otro factor que debe tomarse en cuenta es que la sala de compresores debe estar equidistante de los puntos de consumo que puedan originarse; así se evitarán los grandes diámetros en la tubería de conducción o pérdidas de presión por el transporte del aire a grandes distancias .

La ubicación de los compresores debe ser en un local cerrado, pero bien ventilado y libre de polvo y suciedad . La temperatura ambiente en la sala de compresores cuanto más baja sea, mejor será la disipación del calor cedido por el compresor durante la compresión . Para ayudar a bajar la temperatura se pueden colocar rejillas de ventilación combinadas con algún ventilador o tiro forzado en el techo, que elimine el calor barrido por el aire a contracorriente así introducido a la sala de compresores .

Vista parcial de una sala de compresores, donde se aprecia un compresor de pistones de dos etapas en 'V' marca "JACUZZI" y un compresor de tornillo de una etapa y marca "GARDEN DENVER". (Fig. 18)



La temperatura de la sala no debe ser mayor a los 30 - 38°C

2.- Sución.

Los filtros de aire de admisión del compresor, deben estar libres de suciedad y cerrar herméticamente. La entrada del aire polvoriento al compresor y su mezcla con el aceite de engrase de los cilindros crea un esmeril, que desgasta a los cilindros, el émbolo, anillos y otros segmentos . Es por esto muy importante que el aire succionado este limpio, pues de no ser así habrá necesidad de reparar frecuentemente el compresor, ya que continuamente se desgastarán sus partes y aparecerán fugas ya que los cilindros se volverán ovalados .

Generalmente los compresores pequeños y los medianos suelen tomar el aire directamente de la sala de compresores ; los de tamaño grande lo hacen por medio de un tubo de succión , que se eleva por lo menos tres metros sobre el nivel del piso y siempre por encima del techo para evitar la reflexión del sonido por las paredes . Cada compresor debe tener su tubo de succión independiente . El tubo de succión debe siempre limpio, evitando poner codos, así como doblamientos en él.

3.- Descarga.

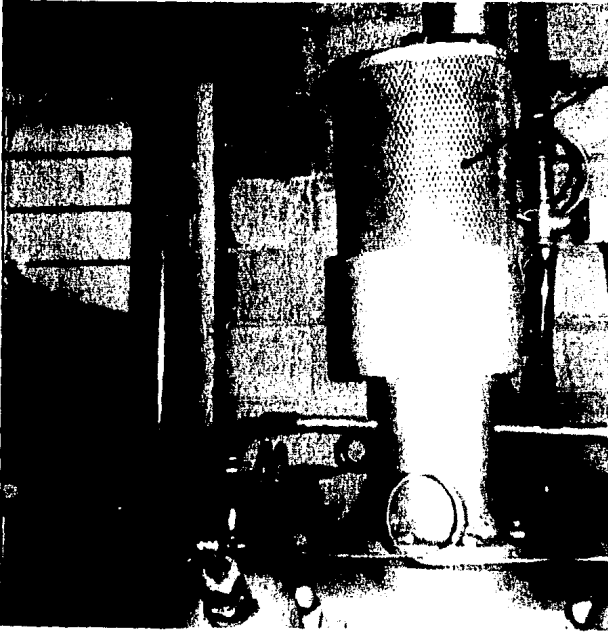
Lo común en la impulsión del aire es que ésta se lleve por tubería dentro de la sala de compresores, ya en forma aerea o por zanja, evitando obstaculizar el movimiento en la sala.

El tubo o conducto de descarga se coloca de tal forma que la humedad condensada no regrese a la unidad cuando esta fuera de servicio . También se debe colocar una válvula de purga en el codo de descarga para evitar el paso de los condensados y así drenar dicho codo de descarga .

No se deben instalar tuberías de menor diámetro que el recomendado por el fabricante para la descarga . (Fig. 20)

4.- Depósito de aire

La importancia que tiene el depósito de aire en la instalación se debe a la función que éste desempeña y es por lo que en toda instalación es recomendable el tener uno. El depósito se colocará entre el compresor y la red , evitandose las grandes distancias entre el compresor y el depósito de aire.

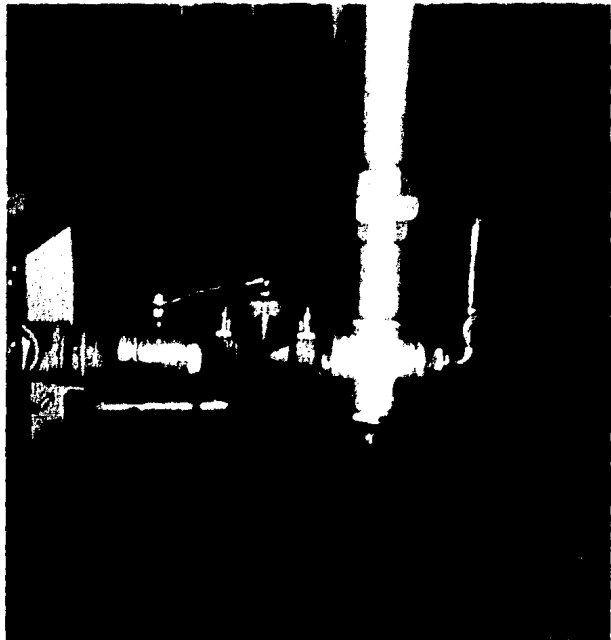


Succión .- En la fotografía se ve el filtro de aire de admisión de de un compresor de pistones mediano, que toma el aire directamente de la sala de compresores, por eso que no se trata de un compresor de tamaño grande ya estos requieren de un tubo de succión .

(Fig. 19)

Descarga .- Aquí se observa parcialmente la tubería de impulsión de un compresor de tornillo, así como algunos de sus accesorios, tales como válvula de retención, purga en la + y manómetro .

(Fig. 20)



Por otra parte tenemos que el depósito de aire es un acumulador, no una fuente de energía. (Fig. 21)

Las funciones que desempeña el depósito son :

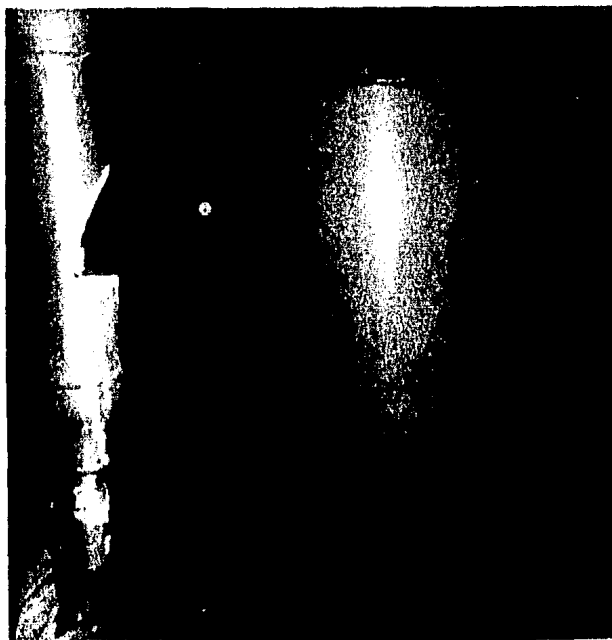
Eliminar las pulsaciones o la presión oscilante en la descarga del compresor.

La de actuar como reserva de aire para atender la demanda instantánea .

La de actuar como distanciador de los períodos de regulación (carga - vacío o carga - parada) .

Y la función de precipitar la humedad y aceite que acarrea el refrigerador .

Los depósitos de aire comprimido son de dos tipos : horizontales o verticales y se construyen en chapa de acero .



En la fotografía se observan varios depósitos de aire, colocados de manera independiente . También se observan los accesorios que deben de llevar cada uno de los depósitos .

(Fig. 21)

DEPOSITO DE AIRE DE TIPO VERTICAL .

En los depósitos de aire comprimido son de vital importancia los accesorios siguientes :

- a).- Válvula de seguridad que permita la evacuación del total del caudal del compresor con sobrecarga que no exceda del 10 % .
- b).- Manómetro
- c).- Grifo de purga o válvula automática de drenaje en su fondo que permita la evacuación del agua condensada y aceite.
- d).- Agujero de limpieza .

Capacidad del depósito de aire .

La capacidad del depósito de aire comprimido está determinada por el caudal del compresor .

Para calcular el depósito (su capacidad), tenemos una ayuda en el tipo de regulación que empleemos en el compresor :

Si la regulación es automática, la capacidad del depósito en m^3 no debe ser inferior al caudal del compresor en m^3 /minuto.

Si la regulación es por válvula piloto, el factor determinante es la diferencia de presión a la que trabaja la válvula piloto. Esta diferencia de presión es normalmente de 0.5 Kg por cm^2 , para este caso, la capacidad del depósito debe ser igual al caudal del compresor por minuto y dividido por 10.

Finalmente tenemos que nos calculan de manera aproximada la capacidad del depósito, en función del tipo de regulación que tenga el compresor .

Tipo de regulación	Fórmula
Para válvula piloto -----	$V \geq 30 P$ litro
Automática con presostato -----	$V \geq 35 P$ " "
Automática con presostato y contactor -----	$V \geq 40 P$ " "
Automática con arrancador estrella / delta ---	$V \geq 75 P$ " "

Donde 'P' es la potencia del compresor en CV y 'V' es el volumen en litros del depósito o depósitos comunicados entre sí o independientes .

En general para compresores de 60 CV los fabricantes suelen dotar a los mismos de su depósito de aire .

V.- PREPARATIVOS PARA PONER EN MARCHA

EL COMPRESOR Y SU MANTENIMIENTO .

1.- PRECAUCIONES ANTES DE ARRANCAR LA UNIDAD .

Debido a las posibles fallas y causas que dan origen a éstas, es necesario observar ciertas precauciones .

Primeramente se pondrá en marcha la unidad solo si está la totalidad de la instalación terminada, tomándose en consideración las siguientes precauciones :

- a).- Revisar que todos los tornillos estén bien apretados incluyendo los de la cimentación si existe ésta .
- b).- Verificar si la cantidad de aceite en el cárter es la correcta, si no, llenese el cárter hasta el nivel indicado
- c).- Abra totalmente la llave del agua de enfriamiento, si es enfriada por agua la unidad .
- d).- Abrir el grifo de purga del depósito .
- e).- Revise que el compresor pueda descargar libremente sin carga alguna .
- f).- Girar a mano la unidad para verificar el sentido de la rotación .
- g).- Comprobar el voltaje y el amperaje del motor .
- h).- Se pone en marcha la unidad o grupo, dejando trabajar el compresor unos 5 minutos sin comprimir aire (vacío). Se observa el manómetro de presión de aceite, si ésta no se acusa en el manómetro, se parará la unidad y se corrige la anomalía. Si el ruido producido por el grupo es el normal y su calentamiento es de unos 80°C se continua trabajando el compresor .
- i).- Después de lo anterior cierre lentamente la válvula de descarga hasta lograr una presión de 0.7 Kg /cm² . Esto se deberá de hacer a intervalos de 10 minutos hasta lograr la presión máxima de 7 Kg /cm² ó 100 lb /in² .
- j).- Al mantenerse la presión de 7 Kg /cm², empezará a subir la temperatura en el tubo de descarga . Es normal la elevación, pudiendo llegar la temperatura hasta unos 200°C.
- k).- Alcanzada la presión de régimen, compruebase con espuma de jabón que todas las juntas estén bien selladas .

l).- Comprobar que la válvula de seguridad funcione bien.
 m).- Comprobar que el motor lubricado en todas sus partes
 n).- Después de varias horas de marcha, apriétense todos los tornillos y tuercas, mientras el compresor está aún caliente debido al trabajo .

ñ).- Finalmente y durante las primeras horas de trabajo, cambiese dos veces el aceite del cárter (cada 50 horas) .

2.- INSPECCIONES PERIODICAS .

Mantenimiento.- Para evitar males mayores es necesario tener un buen mantenimiento, lo que lleva al técnico a realizar un programa de trabajo que consiste en efectuar inspecciones periódicas tales como :

Diariamente

- a).- Verificar el nivel de aceite en el cárter (el compresor parado) .
- b).- Purgar el depósito de aire (libre de agua condensada)
- c).- Limpiar el filtro de aire de aspiración .
- d).- Comprobar que el motor este bien lubricado .

Semanalmente

- a).- Limpiar las aletas de los cilindros y del refrigerador intermedio con chorro de aire .
- b).- Comprobar el funcionamiento de la válvula de seguridad .

Mensualmente

- a).- Limpiar el filtro de la válvula piloto cada 500 hrs.
- b).- Cambiar el aceite del cárter .

Cada tres meses

- a).- Lubricar los motores eléctricos
- b).- Comprobar la tensión de las correas o el ajuste del acoplamiento .
- c).- Apretar las tuercas de las culatas y comprobar si las tuercas de anclaje estan bien apretadas .

Anualmente

- a).- Renovar la grasa, que debe ser de tipo normal para los cojinetes del motor .

3.- LOCALIZACION DE FALLAS EN LOS COMPRESORES .

La siguiente lista se refiere a las posibles fallas en los compresores y las causas generales que dan origen a ellas . Si se conocen de antemano los problemas de funcionamiento y que probablemente se presenten, existe entonces una posibilidad alta de evitarlos.

FALLA	CAUSA
El grupo no arranca	<ul style="list-style-type: none"> a). Los contactos del interruptor de presión mal presentados . b) Motor agarrotado . c) Relé térmico desajustado . d) Fusibles quemados .
El grupo no para a la presión de régimen	<ul style="list-style-type: none"> a) Contactor del presostato fundido o no abre el <u>circuito</u> . b) Muelle del presostato rota.
El grupo funde los fusibles	<ul style="list-style-type: none"> a) Fusibles de poca capacidad.. b) Tensión o voltaje reducidos. c) Presostato diferencial con ajuste excesivamente cerrado d) La válvula de escape del <u>presostato</u> no actúa, por lo que la unidad arranca en carga . e) Los cojinetes del motor empiezan a agarrotarse . f) Motor defectuoso .
Falta total de aire	<ul style="list-style-type: none"> a) Tubería de succión tapada . b) Filtro de succión tapado . c) Válvulas de succión o de <u>descarga</u> mal colocadas . d) Descargadores atorados en la posición de descarga .
Calentamiento excesivo de la unidad	<ul style="list-style-type: none"> a) Rotura de las láminillas de las válvulas . b) Presión de trabajo mayor a la especificada . c) Bajo nivel de aceite en el cárter . d) Falta de agua de enfriamiento . e) Dirección de giro incorrecta f) Filtro de aire obstruido .

FALLA	CAUSA
Capacidad insuficiente	<ul style="list-style-type: none"> a) Fugas en las líneas de aire . b) Presión de descarga del compresor mayor a la específica. c) Velocidad del compresor baja. d) Filtro obstruido . e) Cilindro, anillos de pistón, pistón gastados . f) Válvulas de succión o de descarga defectuosas . g) Las correas se patinan . h) El descargador de las válvulas de succión mantiene a las láminillas abiertas parcialmente .
Sobrecarga del motor	<ul style="list-style-type: none"> a) Bajo voltaje . b) Corriente eléctrica diferente a la que el motor requiere . c) Conexiones eléctricas incorrectas . d) Bandas muy tensas . e) Velocidad del compresor mayor que la especificada . f) Tuberías de descarga del compresor de menor diámetro que el especificado . g) Presión de descarga muy alta . h) Bajo flujo de enfriamiento o agua con alta temperatura .
Presión insuficiente	<ul style="list-style-type: none"> a) Demanda de aire mayor que la capacidad del compresor . b) Velocidad del compresor baja . c) Filtro de succión sucio . d) Cilindro, anillos ya gastados . e) Fugas en las líneas de aire .
Golpeteo del compresor	<ul style="list-style-type: none"> a) Baleros gastados o mal ajustados . b) Volante flojo . c) Tuerca del pistón floja . d) Espacio muerto abajo de su valor mínimo . e) Válvulas mal colocadas en su asiento .

FALLA	CAUSA
Calentamiento (cont.)	f) Juego en los baleros del motor . g) Derivaciones del rotor debido al montaje desalineado .
Vibración del motor	a) Cimentación del compresor muy liviana considerando las condiciones del suelo . b) Compresor impropriamente fijado a la cimentación . c) Tubos de succión o de descarga mal fijados . d) Rotor del motor desequilibrado . e) Un cilindro no funciona .
Escape en la válvula de seguridad del tanque	a) Válvula defectuosa . b) Válvula regulada a una presión menor que la de trabajo. c) Interruptor de presión , válvula de gatillo regulados a una presión muy alta o defectuosa . d) Fugas en la tubería del sistema de control . e) Descargador de la succión sin operar .
Los controles funcionan en forma incorrecta	a) Tuberías a controles son muy pequeñas . b) Válvula piloto con fuga . c) Válvula de tres pasos con fuga . d) Conexiones eléctricas averiadas .
Consumo excesivo de aceite	a) Fugas en el cárter . b) Anillos raspadores de aceite gastados o rotos . c) Bomba de aceite averiada . d) Aceite excesivamente fluido.

VI.- PSICROMETRIA

1.- LA HUMEDAD DEL AIRE ATMOSFERICO

Y LA DEL AIRE COMPRIMIDO .

Como se sabe, el aire atmosférico contiene cierta proporción de humedad, esta proporción va a depender del lugar y de las condiciones climatológicas reinantes del mismo.

La aptitud del aire para retener agua vaporizada, está relacionada con la temperatura y la presión, pero principalmente con la temperatura; ya que al aumentar ésta aumentará la cantidad de vapor de agua.

En lo referente al aire comprimido, tenemos que el compresor descarga el aire caliente, que contiene vapor de agua, que -- al irse enfriando por radiación y convención en el depósito y tuberías de conducción, condensará parte del vapor de agua pues ya habrá descendido la temperatura. El agua condensada es arrastrada por el mismo aire hacia los lugares de utilización, lo que generalmente ocasiona problemas.

2.- ¿ QUE ES LA PSICROMETRIA ?

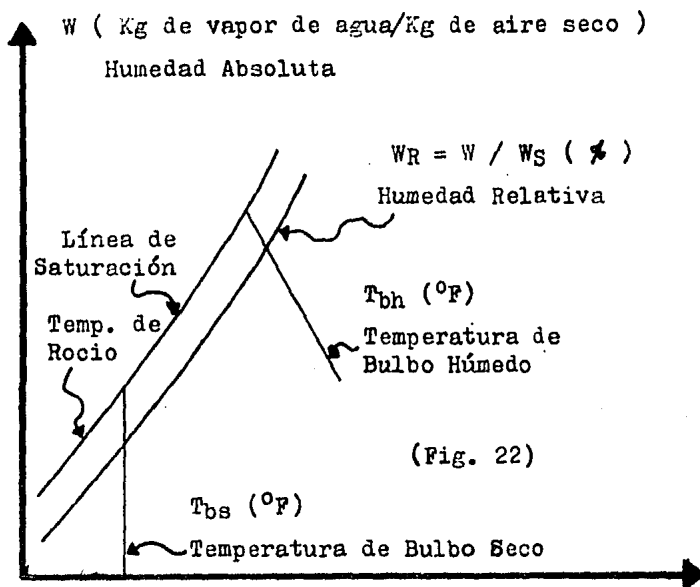
Se entiende por psicrometría a todos aquellos procedimientos relacionados con la medida del contenido en vapor de agua -- existente en el aire sea comprimido o no.

Para el estudio del aire comprimido, se verá de la manera -- más sencilla posible todos los conceptos y sus fórmulas.

3.- CARTA PSICROMETRICA

La carta psicrométrica nos muestra, básicamente la relación entre las siguientes propiedades del aire:

- a) Temperatura de bulbo húmedo.
- b) Temperatura de bulbo seco.
- c) Temperatura de rocío.
- d) Humedad relativa.
- e) Humedad específica o humedad absoluta.
- f) Entalpía.
- g) Volumen específico.



CARTA PSICROMETRICA

Como se ve en la anterior gráfica es la forma de localizar en la carta psicrométrica, las propiedades del aire. (Fig.22)

4.- HUMEDAD ABSOLUTA.

Se define a la humedad absoluta como : el peso de vapor de agua en Kg, que existe en 1 Kg de aire seco .

$$W = \frac{\text{Kg de vapor de agua}}{\text{Kg de aire seco}} \quad \text{y también}$$

$$W = \frac{\text{Presión parcial del vapor de agua}}{\text{Presión parcial del aire seco}} \times 0.625$$

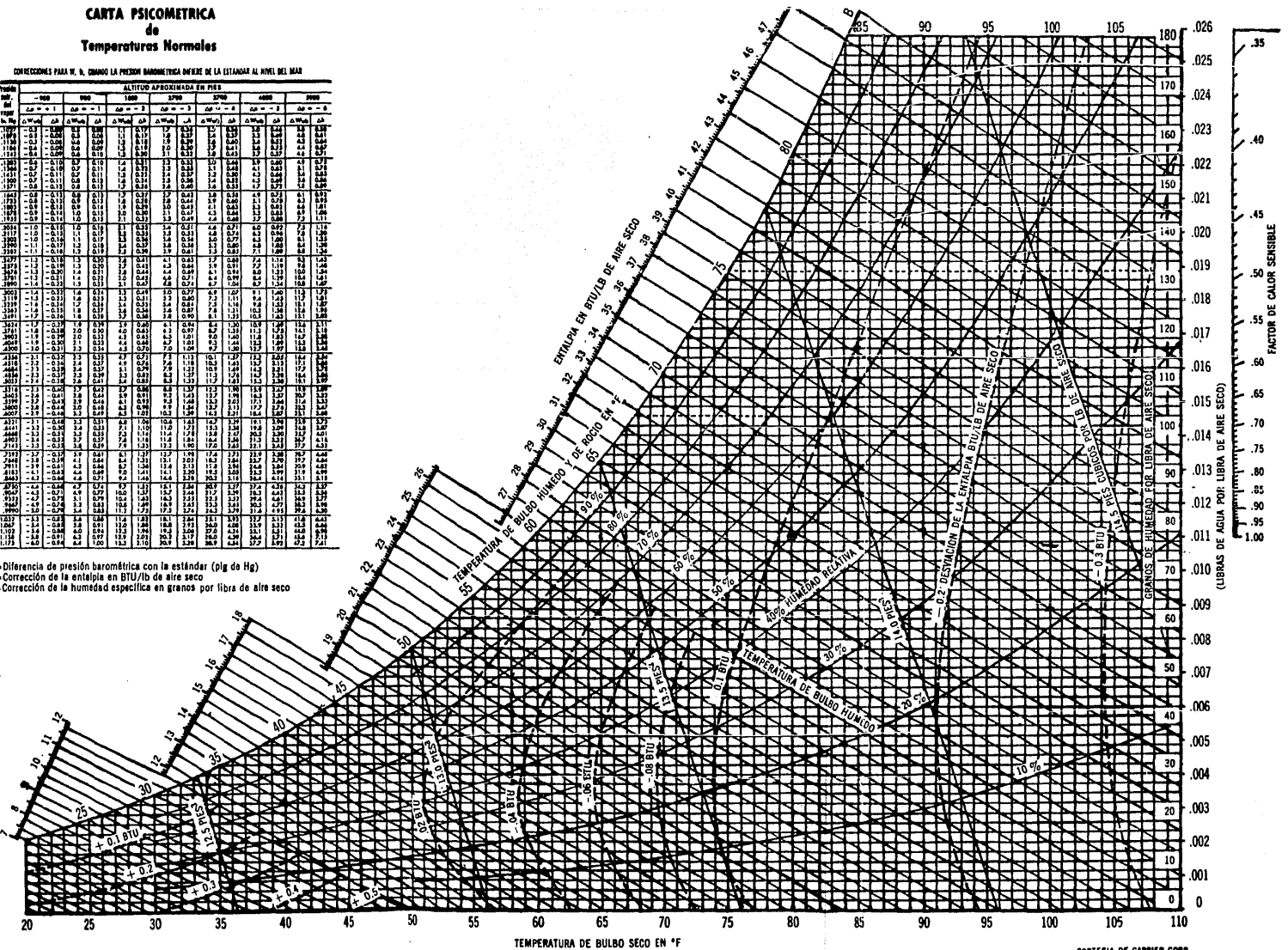
o bien se tiene que :

CARTA PSICOMETRICA de Temperaturas Normales

CORRECCIONES PARA W, H, COMO LA PRESION BAROMETRICA DIFERE DE LA ESTANDAR AL NIVEL DEL MAR

Temperatura Normal (°F)	Presión (in. Hg)	ALTITUD APROXIMADA EN PIES											
		1000		2000		3000		4000		5000		6000	
		ΔP	Δh	ΔP	Δh	ΔP	Δh	ΔP	Δh	ΔP	Δh	ΔP	Δh
70	30.0	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
75	30.0	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
80	30.0	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
85	30.0	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
90	30.0	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
95	30.0	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
100	30.0	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
105	30.0	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
110	30.0	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
115	30.0	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
120	30.0	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
125	30.0	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
130	30.0	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
135	30.0	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
140	30.0	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
145	30.0	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
150	30.0	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
155	30.0	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
160	30.0	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
165	30.0	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
170	30.0	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
175	30.0	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
180	30.0	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000

ΔP = Diferencia de presión barométrica con la estándar (plg de Hg)
 Δh = Corrección de la entalpia en BTU/lb de aire seco
 ΔIV = Corrección de la humedad específica en granos por libra de aire seco



$$W = 0.625 \frac{P_a}{(P - P_a)}$$

donde

W = Humedad absoluta en Kg de vapor de agua /Kg aire seco .

P_a = Presión parcial del vapor de agua

P = Presión total del sistema

5.- HUMEDAD DE SATURACION .

Se entiende por humedad de saturación al peso máximo de vapor de agua, que un Kg de aire seco admite, a una determinada presión y temperatura . (ver tablas 5,6,7,8,9 y 10)

La humedad de saturación W_s, solo dependerá entonces de la temperatura y presión , calculada por la fórmula :

$$W_s = 0.625 \frac{P_a}{P - P_a}$$

donde

W_s Humedad de saturación (Kg de vapor de agua /Kg aire seco)

P_a Presión del vapor de agua a la temperatura considerada , leída en la tabla correspondiente .

P Presión total del sistema (mismas unidades que P_a)

6.- HUMEDAD RELATIVA .

La humedad relativa es la relación entre la humedad absoluta 'W' y la humedad de saturación 'W_s' . Se representa por :

$$W_R = \frac{W}{W_s} \times 100$$

Una humedad relativa del 100 % significa que se trata de un ambiente saturado, es decir que W es igual a W_s .

Una humedad relativa del 0 % indica que se trata de un ambiente de aire totalmente exento de humedad .

HUMEDADES DE SATURACION
Gramos de vapor de agua por kg de aire seco

(Tabla # 5)

Presión total = 1 ata

T	8	6	4	2	0					
-5	0,00761	0,00868	0,01000	0,01131	0,01180	0,01459	0,01672	0,01885	0,02147	0,02422
-4	0,02762	0,03098	0,03525	0,03943	0,04426	0,04992	0,05566	0,06296	0,07042	0,07919
-3	0,08854	0,09912	0,11150	0,12355	0,13938	0,15357	0,17219	0,19007	0,21156	0,23445
-2	0,25906	0,28786	0,31986	0,35268	0,39372	0,43148	0,47909	0,52507	0,58255	0,63676
-1	0,70577	0,77068	0,84958	0,92932	1,02224	1,11766	1,23121	1,34068	1,47491	1,60259
0	1,75919	1,91256	2,09736	2,27484	2,55159	2,70039	2,95682	3,19689	3,48274	3,77632

Presión total = 1 ata

T	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
0	3,77632	4,06436	4,37012	4,69532	5,04168	5,41011	5,80235	6,22017	6,66533	7,13796
1	7,64155	8,17538	8,74299	9,34455	9,98365	10,66220	11,38045	12,14292	12,95080	13,80612
2	14,71356	15,67268	16,68828	17,76261	18,89972	20,10201	21,37370	22,71823	24,13914	25,64094
3	27,22741	28,90244	30,67363	32,54341	34,51795	36,60366	38,80530	41,12972	43,58406	46,17482
4	48,91162	51,79975	54,85254	58,07019	61,47682	65,07765	68,86819	72,84478	77,11386	81,60430
5	86,34396	91,68679	96,67291	102,30638	108,25453	114,55374	121,23136	128,34088	135,87936	143,89340
6	152,40856	161,46575	171,12307	181,38992	192,37484	204,09710	216,63757	230,05566	244,44935	259,91339
7	276,63897	294,41912	313,84210	334,87976	357,69586	382,47882	409,44647	438,85241	471,24542	507,02392
8	546,37512	590,11804	639,27661	694,41784	756,60363	827,61255	908,80175	1002,40307	1111,99438	1241,82837
9	1398,34472	1590,03955	1830,13696	2139,42676	2552,58496	3131,79492	4001,73145	5452,70509	8356,31252
10
11
12
13	-996,94958	-979,69189	-563,53015	-948,49646	-934,34416	-921,30029	-908,85913	-896,97924	-885,94653	-875,54419
14	-865,69580	-856,42077	-847,66650	-839,31945	-831,43103	-823,90295	-829,77722	-809,97485	-803,52734	-797,31445
15	-791,46948	-785,87585	-780,48230	-775,39721	-770,49047	-765,79162	-761,29077	-757,00732	-752,89990	-748,93493
16	-745,15699	-741,50866	-738,00830	-734,66870	-731,42334	-728,30774	-725,33252	-722,44128	-719,66418	-716,98095
17	-714,35916	-711,91113	-709,50378	-707,20068	-704,94140	-702,79004	-700,70996	-698,68945	-696,74524	-694,85705
18	-693,03743	-691,28149	-689,57409	-687,92297	-686,32502	-684,78112	-683,26892	-681,81799	-680,40869	-679,04528
19	-677,71631	-676,43969	-675,19194	-673,98315	-672,81384	-671,66699	-670,56213	-669,49255	-668,43957	-667,42907
20	-666,4462									

HUMEDADES DE SATURACION
Gramos de vapor de agua por kg de aire seco

(Tabla # 6)

<i>Presión total = 7 ata</i>										
T	8	6	4	2	0	2	4	6	8	
-5	0,00109	0,00124	0,00142	0,00161	0,00168	0,00208	0,00238	0,00269	0,00306	0,00346
-4	0,00394	0,00442	0,00503	0,00563	0,00632	0,00713	0,00795	0,00899	0,01005	0,01131
-3	0,01264	0,01415	0,01592	0,01764	0,01990	0,02193	0,02459	0,02714	0,03021	0,03348
-2	0,03679	0,04110	0,04567	0,05035	0,05621	0,06160	0,06839	0,07495	0,08315	0,09088
-1	0,10072	0,10998	0,12122	0,13359	0,14583	0,15942	0,17559	0,19117	0,21027	0,22843
0	0,25070	0,27250	0,29876	0,32396	0,36323	0,38434	0,42069	0,45470	0,49516	0,53668

<i>Presión total = 7 ata</i>										
T	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
9	0,53660	0,57739	0,62057	0,66645	0,71527	0,76716	0,82234	0,88105	0,94353	1,00979
1	1,08029	1,15492	1,23415	1,31799	1,40691	1,50115	1,60071	1,70619	1,81772	1,93553
2	2,06823	2,19169	2,33053	2,47698	2,63153	2,79443	2,96616	3,14709	3,33760	3,53817
3	3,74918	3,97101	4,20450	4,44982	4,70757	4,97838	5,26264	5,56099	5,87406	6,20237
4	6,54681	6,90767	7,28620	7,68199	8,09750	8,53281	8,98680	9,46317	9,95959	10,48101
5	11,02512	11,63092	12,18918	12,81184	13,46017	14,13677	14,84304	15,58286	16,35400	17,14915
6	17,99556	18,87374	19,78746	20,73754	21,73057	22,76440	23,84196	24,96365	26,13246	27,35015
7	28,62495	29,93434	31,31357	32,75054	34,24597	35,80061	37,41525	39,09073	40,84121	42,66780
8	44,35826	46,52709	48,58922	50,73257	52,95856	55,28257	57,69352	60,19007	62,79113	65,49789
9	68,32124	71,25947	74,31813	77,50303	80,82026	84,27470	87,87300	91,62052	95,52459	99,59286
10	103,83334	108,24485	112,84747	117,65898	122,64785	127,88638	133,34399	139,02697	144,99871	151,18780
11	157,68704	164,48336	171,57049	179,00744	186,81250	194,95254	203,51132	212,47219	221,89218	231,79589
12	242,17388	253,07112	264,62597	276,75128	289,49633	303,03942	317,27594	332,37542	348,33490	365,28436
13	383,22979	402,29864	422,67791	444,30291	467,52252	491,91748	518,44214	547,39087	578,14660	611,32483
14	647,31750	686,21643	728,41003	774,75634	825,35583	881,31164	942,70709	1011,55761	1087,86670	1174,60888
15	1271,43970	1382,05762	1510,56103	1657,85766	1832,51733	2041,01929	2294,05615	2604,97705	2999,09326	3518,49903
16	4222,55567	5246,44141	6857,27344	9735,63869
17
18

HUMEDADES DE SATURACION
Gramos de vapor de agua por kg de aire seco

(Tabla # 7)

<i>Presión total = 8 ata</i>										
<i>T</i>	<i>8</i>		<i>6</i>		<i>4</i>		<i>2</i>		<i>0</i>	
—5	0,00095	0,00108	0,00125	0,00141	0,00147	0,00182	0,00209	0,00235	0,00268	0,00302
—4	0,00345	0,00387	0,00440	0,00492	0,00553	0,00624	0,00695	0,00786	0,00880	0,00989
—3	0,01106	0,01238	0,01393	0,01544	0,01741	0,01919	0,02151	0,02375	0,02643	0,02929
—2	0,03237	0,03596	0,03996	0,04406	0,04918	0,05390	0,05984	0,06558	0,07276	0,07952
—1	0,08413	0,09623	0,10607	0,11601	0,12759	0,13948	0,15363	0,16727	0,18398	0,19987
0	0,21935	0,23842	0,26140	0,28345	0,31781	0,33627	0,36807	0,39782	0,43322	0,46955

<i>Presión total = 8 ata</i>										
<i>T</i>	<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	
0	0,46955	0,50516	0,54293	0,58307	0,62577	0,67116	0,71943	0,77078	0,82543	0,88339
1	0,94505	1,01032	1,07961	1,15293	1,23069	1,31311	1,40017	1,49241	1,58993	1,69293
2	1,80195	1,91689	2,03826	2,16628	2,30137	2,44375	2,59384	2,75197	2,91844	3,09370
3	3,27807	3,47187	3,67584	3,89012	4,11523	4,35173	4,59995	4,86044	5,13375	5,42033
4	5,72094	6,03584	6,36612	6,71139	7,07382	7,45345	7,84930	8,26458	8,69726	9,15164
5	9,62569	10,15336	10,63951	11,18162	11,74593	12,33468	12,94909	13,59250	14,26295	14,96274
6	15,69207	16,45222	17,24556	18,07016	18,93170	19,82829	20,76239	21,73433	22,74663	23,80077
7	24,90379	26,03617	27,22831	28,46965	29,76073	31,10212	32,49440	33,93820	35,44560	37,01742
8	38,64300	40,33467	42,10508	43,94369	45,85153	47,84159	49,90329	52,03787	54,25866	56,56726
9	58,97268	61,47311	64,07295	66,77674	69,58927	72,51422	75,55673	78,72085	82,01216	85,43652
10	89,00001	92,70092	96,55534	100,57724	104,73941	109,10112	113,63572	118,34733	123,28709	128,39453
11	133,74465	139,32492	145,12823	151,20092	157,55535	164,16217	171,08645	178,31161	185,88012	193,80780
12	202,08291	210,73831	219,87353	229,41827	239,40350	249,96127	261,00140	272,64611	284,88244	297,79785
13	311,33317	325,71984	340,92999	356,94488	373,99932	391,76123	410,89502	431,56799	453,29577	476,46698
14	501,29504	527,77356	556,08691	586,70874	619,58276	655,27636	693,97619	735,77856	781,33911	831,75756
15	886,36830	946,76379	1014,31897	1088,53833	1172,38867	1267,02637	1374,59497	1496,94824	1638,34302	1804,66626
16	2000,15796	2236,43764	2525,45215	2884,38623	3351,48145	3974,73125	4841,91114	6157,94532	8357,16408
17
18

HUMEDADES DE SATURACION
Gramos de vapor de agua por kg de alre seco

(Tabla # 3)

Presión total - 9 ata

T	8	6	4	2	0					
-5	0,00734	0,00796	0,00111	0,00125	0,00131	0,00162	0,00183	0,00209	0,00238	0,00269
-4	0,00706	0,00744	0,00391	0,00438	0,00491	0,00554	0,00618	0,00699	0,00782	0,00879
-3	0,00693	0,01101	0,01238	0,01372	0,01548	0,01706	0,01912	0,02111	0,02350	0,02604
-2	0,02877	0,03197	0,03252	0,03916	0,04372	0,04791	0,05319	0,05829	0,06467	0,07066
-1	0,07834	0,08553	0,09428	0,10312	0,11341	0,12398	0,13656	0,14868	0,16353	0,17766
0	0,19497	0,21192	0,23234	0,25194	0,28248	0,29889	0,32715	0,35359	0,38505	0,41734

Presión total - 9 ata

T	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
0	0,41734	0,44899	0,48256	0,51823	0,55618	0,59651	0,63941	0,68505	0,73361	0,78511
1	0,83940	0,89790	0,95947	1,02462	1,09371	1,16693	1,24429	1,32623	1,41287	1,50437
2	1,60122	1,70332	1,81113	1,92484	2,04482	2,17128	2,30457	2,44499	2,59282	2,74844
3	2,91213	3,08419	3,26527	3,45548	3,65530	3,86521	4,08549	4,31665	4,55916	4,81341
4	5,08010	5,35942	5,65235	5,95855	6,27991	6,61649	6,96740	7,33546	7,71893	8,11253
5	8,54150	9,00689	9,43943	9,91943	10,41900	10,94009	11,48378	12,05300	12,64600	13,26481
6	13,90958	14,58141	15,28238	16,01076	16,77155	17,56304	18,38737	19,24481	20,13753	21,06682
7	22,03622	23,03629	24,08597	25,17850	26,31431	27,49382	28,71749	29,98579	31,30927	32,68856
8	34,11421	35,59696	37,14778	38,75730	40,42633	42,16608	43,96717	45,83053	47,76768	49,77980
9	51,97456	54,05017	56,31025	58,65850	61,09882	63,63411	66,26853	69,00526	71,84876	74,80375
10	77,87591	81,07063	84,37400	87,82658	91,39443	95,12777	99,00306	103,02311	107,23072	111,57354
11	116,11444	120,84164	125,74809	130,87167	136,22143	141,77114	147,57391	153,61404	159,92504	166,51785
12	173,38049	180,53747	188,06820	195,91137	204,08908	212,70535	221,68209	231,11395	240,98477	251,35903
13	262,22259	273,63299	285,67840	298,29473	311,65576	325,49017	340,30181	356,19952	372,79138	390,35498
14	404,02648	424,77264	449,69946	472,11712	495,93823	521,51928	316,32019	578,15686	609,57649	643,83215
15	630,44729	719,99402	763,49829	810,28210	861,90442	918,65515	981,29162	1050,23144	1127,60000	1213,55395
16	1310,44948	1421,11157	1547,73169	1692,98386	1864,57763	2067,49756	2309,53125	2608,69873	2982,78565	3466,71191
17	4116,64454	5023,52051	6103,31055	8706,43752
18
19

TABLA DE PRESIONES DE VAPOR DE AGUA DE -100 a +150°C

Temperatura, °C	Presión vapor, mm Hg	Temperatura, °C	Presión vapor, mm Hg	Temperatura, °C	Presión vapor, mm Hg
-100	0,0000099	-4	3,280	72	254,6
-98	0,000015	-3	3,590	73	265,7
-96	0,000022	-2	3,880	74	277,2
-94	0,000033	-1	4,225	75	289,1
-92	0,000048	0	4,579	76	301,4
-90	0,000070	1	4,926	77	314,1
-88	0,00010	2	5,294	78	327,3
-86	0,00014	3	5,685	79	341,0
-84	0,00020	4	6,101	80	355,1
-82	0,00029	5	6,543	81	369,7
-80	0,00040	6	7,013	82	384,9
-78	0,00056	7	7,513	83	400,6
-76	0,00077	8	8,045	84	416,8
-74	0,00105	9	8,609	85	433,6
-72	0,00143	10	9,209	86	450,9
-70	0,00194	11	9,844	87	468,7
-68	0,00261	12	10,518	88	487,1
-66	0,00349	13	11,231	89	506,1
-64	0,00464	14	11,987	90	525,76
-62	0,00614	15	12,788	91	546,05
-60	0,00808	16	13,634	92	566,99
-59	0,00933	17	14,530	93	588,60
-58	0,0106	18	15,477	94	610,90
-57	0,0122	19	16,477	95	633,90
-56	0,0138	20	17,535	96	657,62
-55	0,0144	21	18,650	97	682,07
-54	0,0178	22	19,827	98	707,27
-53	0,0204	23	21,068	99	733,24
-52	0,0230	24	22,377	100	760,00
-51	0,0262	25	23,756	101	787,57
-50	0,0295	26	25,209	102	815,86
-49	0,0337	27	26,739	103	845,12
-48	0,0378	28	28,349	104	875,06
-47	0,0430	29	30,043	105	906,07
-46	0,0481	30	31,824	106	937,92
-45	0,0540	31	33,695	107	970,60
-44	0,0609	32	35,663	108	1004,42
-43	0,0679	33	37,729	109	1038,92
-42	0,0768	34	39,896	110	1074,56
-41	0,0859	35	42,175	111	1111,20

(Tabla # 9)

(Tabla # 10) (CONTINUACION)

Temperatura, °C	Presión vapor, mm Hg	Temperatura, °C	Presión vapor, mm Hg	Temperatura, °C	Presión vapor, mmHg
-40	0,0966	36	44,563	112	1148,74
-39	0,1080	37	47,067	113	1187,42
-38	0,1209	38	49,692	114	1227,23
-37	0,1360	39	52,442	115	1267,98
-36	0,1507	40	55,324	116	1309,94
-35	0,1700	41	58,34	117	1352,95
-34	0,1873	42	61,50	118	1397,18
-33	0,2100	43	64,80	119	1442,63
-32	0,2318	44	68,26	120	1489,14
-31	0,2580	45	71,88	121	1536,80
-30	0,2859	46	75,65	122	1586,04
-29	0,3159	47	79,60	123	1636,36
-28	0,351	48	83,71	124	1687,81
-27	0,390	49	88,02	125	1740,93
-26	0,430	50	92,51	126	1795,12
-25	0,480	51	97,50	127	1850,83
-24	0,526	52	102,09	128	1907,83
-23	0,584	53	107,20	129	1966,33
-22	0,640	54	112,51	130	2026,16
-21	0,710	55	118,04	131	2087,42
-20	0,776	56	123,80	132	2150,42
-19	0,860	57	129,82	133	2214,64
-18	0,939	58	136,08	134	2280,76
-17	1,035	59	142,60	135	2347,26
-16	1,132	60	149,38	136	2416,34
-15	1,243	61	156,43	137	2488,16
-14	1,361	62	163,77	138	2560,67
-13	1,499	63	171,38	139	2634,84
-12	1,632	64	179,31	140	2710,92
-11	1,795	65	187,54	141	2788,44
-10	1,960	66	196,09	142	2867,48
-9	2,140	67	204,96	143	2948,80
-8	2,326	68	214,17	144	3031,64
-7	2,530	69	223,73	145	3116,76
-6	2,763	70	233,7	146	3203,40
-5	3,100	71	243,9	147	3292,32
				148	3382,76
				149	3476,24
				150	3570,48

7.- CONCEPTO Y CALCULO DE CONDENSADOS, SEPARADOS

Y ARRASTRES LIQUIDOS .

El conocimiento y cálculo de estos conceptos, es de gran utilidad y sobre todo en industrias que emplean el aire comprimido con características muy particulares. Esto es debido a su sofisticado proceso productivo como es el caso de las industrias farmacéutica y de alimentos .

a).- CONDENSADO 'C' .

Se refiere a la formación de la fase líquida, producida en un proceso determinado . En este caso del aire comprimido se producirán condensados por enfriamiento, en el refrigerador, así como en el secador frigorífico.

b).- SEPARADO 'L' .

Se refiere a la fracción de condensado que es eliminada al exterior del sistema de aire comprimido, debido a la acción separadora de los diferentes equipos .

c).- ARRASTRES 'A' .

Es llamada así la fracción de condensados que no es separada y enviada al exterior y en consecuencia es transportada en forma de fase líquida, niebla, micro-gotas, etc.

De lo anterior se deduce que :

$$\text{CONDENSADOS} = \text{SEPARADOS} + \text{ARRASTRES}$$

o bien

$$C = L + A$$

Los cálculos se efectúan de la siguiente manera :

Condensados.- El caudal de condensados 'C' en litros / hora se calcula a partir de la fórmula :

$$C = 7.2(10^{-4})(G)(X)(W_i - W_f)$$

donde

C = Caudal de condensados formados en litros / hora .

G = Caudal nominal de aire comprimido en m^3 / minuto , producido por el compresor

X = Porcentaje de servicio en carga del compresor, % .

W_i = Humedad inicial , g / Kg .

W_f = Humedad final , g / Kg .

Los condensados se expresan también en :

gramos de vapor de agua / Kg de aire seco , o sea

$$C' = W_i - W_f$$

Separados .- El caudal de condensados que realmente se eliminan, es decir los separados 'L' se expresan a partir de :

$$L = \frac{C \cdot E}{100}$$

en caso de producirse condensación . O de

$$L = \frac{A \cdot E}{100}$$

en caso de no producirse condensación .

También se expresan los condensados y los separados en :

gramos de vapor de agua / Kg de aire seco, teniendose

$$L' = (C' \cdot E) / 100 , \text{ con produc. de condensación.}$$

o bien

$$L' = (A' \cdot E) / 100 , \text{ sin producirse condensación.}$$

Siendo :

L y L' = Caudal de separados en litros / hora o g / Kg respectivamente .

C y C' = Caudal de condensados en litros / hora o en g / Kg respectivamente .

A y A' = Arrastres en litros / hora , o en g / Kg respectivamente .

E = Eficacia de separación del separador en % .

Arrastres .- Estos se pueden calcular a partir de :

Si existe condensación (refrigeradores, secadores frigoríficos)

$$A = C - L \text{ (litros / hora) , o , bien}$$

$$A' = C' - L' \text{ (gramos / kilogramo) .}$$

Si no hay condensación (depósitos y separadores)

$$A_2 = (A_0 \cdot E) / 100$$

siendo, A_E y A'_E los arrastres a la salida en litros / hora o en g / Kg .

$$A'_E = \frac{A_E E}{100} , \text{ siendo } A_E \text{ y } A'_E \text{ los arrastres a la}$$

entrada y expresados en litros / hora , o en g / Kg .

3.- EJEMPLO DEL CALCULO DE CONDENSADOS, SEPARADOS Y ARRASTRE LIQUIDO EN UNA INSTALACION DE AIRE COMPRIMIDO .

Datos a considerar :

Condiciones de succión del aire .

- a) humedad relativa (W_R) = 35 %
- b) temperatura de entrada (T_E) = 17°C

Compresor .

- a) caudal de aire producido (G) = 2 m³ / minuto
- b) temperatura del aire a la salida del compresor (T_{sc}) = 160°C
- c) compresor de una etapa
- d) factor de seguridad o de servicio = 75 %

Refrigerador .

- a) temperatura de salida del aire del refrigerador (T_{SR}) = 10°C
- b) eficiencia de separación = 80 % (h_R)

Depósito .

- a) eficiencia de separación (h_D) = 50 %

Separador .

- a) eficiencia de separación (h_{SE}) = 95 %

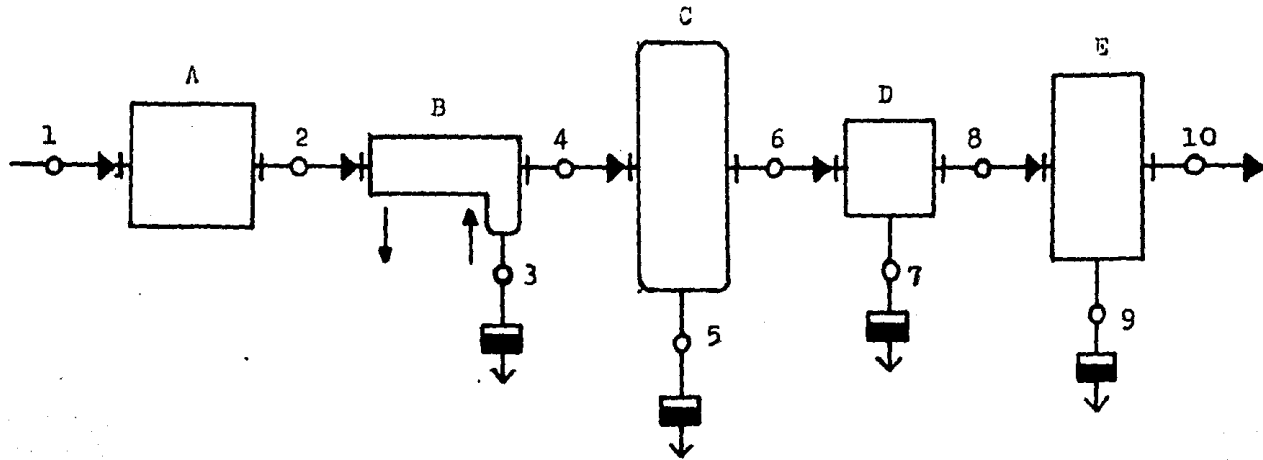
Secador frigorífico .

- a) temperatura del aire comprimido a la salida (T_{SP}) = 5°C
- b) temperatura de punto de rocío del aire (T_{RP}) = 3 °C
- c) eficiencia de separación (h_P) = 95 %

El refrigerador será posterior , enfriado por agua y con las características siguientes :

- a) temperatura del aire a la entrada del refrigerador es de 160 °C = T_1
- b) temperatura del aire a la salida del refrigerador (T_2) = 10°C
- c) temperatura de entrada del agua al refrigerador (t_1) = 15°C
- d) temperatura de salida del agua del refrigerador (t_2) = 25°C

A = Compresor
B = Refrigerador
C = Depósito
D = Separador
E = Secador frigorífico



(Fig. 23) Elementos de una instalacion de aire comprimido .

(continuación)

e) diámetro exterior del tubo del agua de refrigeración --
(D_{EXT}) = 12 mm.

f) diámetro interior del tubo del agua de refrigeración --
(D_{INT}) = 10 mm.

Presión .

a) presión en atmósferas absolutas (P) = 8 ATA.

Cálculos . (Fig. 23)

Punto # 1

(condición de aspiración del aire)

$W_R = 85\%$, $T_E = 17^\circ\text{C}$, $W_{S1} = 12.14 \text{ g(H}_2\text{O)/Kg aire seco}$

W_{S1} = (se calculó de tablas a 17°C y 1 ATA)

$W_1 = W_R W_S / 100 = \text{Humedad absoluta en el punto \# 1}$

$W_1 = (0.85)(12.14) / 100 = 10.32 \text{ g(H}_2\text{O)/Kg de aire seco}$

$T_{ROCIO 1} = 14.5^\circ\text{C}$ (de tablas a 1 ATA y con la humedad de W_1
que es de $10.32 \text{ g(H}_2\text{O)/Kg de aire seco}$).

$T_{ROCIO 1} = T_{RO 1}$ (Temperatura a la cual se satura el aire)

$W_1 = 100\%$ (saturado) , $T_{RO 1} = 14.5^\circ\text{C}$

Punto # 2

(salida del compresor-entrada al refrigerador)

$W_{S2} = 2000.15 \text{ g(H}_2\text{O)/Kg de aire seco}$ (de tablas a 160°C 8ATA)

$W_2 = W_1 = 10.32 \text{ g(H}_2\text{O)/Kg de aire seco}$

$W_{R2} = (W_2 / W_1) (100) = (10.32/2000.15) (100) = 0.15\%$

$T_{ROCIO 2} = 51.5^\circ\text{C}$ (de tablas a 8 ATA se encuentra la temperatura a la que $10.32 \text{ g(H}_2\text{O)/Kg de aire seco}$ se saturan)

$T_{RO 2} = 14.5 \text{ C}$ (de tablas) = $T_{RO 1}$ (temperatura a la cual $10.32 \text{ g(H}_2\text{O)/Kg de aire seco}$ y 1 ATA saturan el aire)

$W_2 = 100\%$ (saturado)

$W_2 = \text{Humedad absoluta en el punto \# 2}$

Procediendo como en los puntos 1 y 2, calculemos las características resultantes en los puntos 3 al 10.

Punto # 3

(salida de condensados del refrigerador)

$$T_{SR} = 10^{\circ}\text{C} ; h_R = 80 \% ; P = 8 \text{ ATA .}$$

$$W_3 = (\text{de tablas a } 8 \text{ ATA y } 10^{\circ}\text{C}) = \text{Humedad absoluta}$$

$$W_3 = 0.94 \text{ g (H}_2\text{O) / Kg de aire seco}$$

$$C_3 = 7.2(10^{-4})(G)(X)(W_i - W_f)$$

donde

$$G = 2 \text{ m}^3 / \text{minuto} ; X = 75 \% ; W_i = 10.32 ; W_f = 0.94 \text{ g(H}_2\text{O)}$$

entonces

$$C_3 = 7.2(10^{-4})(2)(75)(10.32 - 0.94) = 1.013 \text{ litros / hora .}$$

$$C'_3 = W_i - W_f = 10.32 - 0.94 = 9.38 \text{ g(H}_2\text{O)/Kg aire seco .}$$

$$L_3 = C_3 / 100 (\text{ya que hay condensación}) = 1.013 (80) / 100$$

$$L_3 = 0.810 \text{ litros / hora (caudal separado)}$$

$$L'_3 = C'_3 E / 100 = 9.38(80) / 100 = 7.50 \text{ g(H}_2\text{O)/Kg aire seco}$$

donde E es la eficiencia = $h_R = 80 \%$

$$l_3 = (L'_3 / W_i)(100) = (7.50 / 10.32)(100) = 72.67 \%$$

Punto # 4

(salida del refrigerador y entrada al depósito)

$$W_{34} = (\text{de tablas a } 8 \text{ ATA y } 10^{\circ}\text{C}) = 0.94 \text{ g(H}_2\text{O)/Kg aire seco}$$

$$W_4 = 0.94 \text{ g(H}_2\text{O)/Kg aire seco} = W_3 = \text{Humedad absoluta}$$

$$W_R = 100 \% (\text{saturada})$$

$$A_4 = C_3 - L_3 = 1.013 - 0.810 = 0.203 \text{ litros / hora}$$

$$A'_4 = C'_3 - L'_3 = 9.38 - 8.2 = 1.18 \text{ g(H}_2\text{O)/Kg aire seco}$$

 \bar{W} = Porcentaje de humedad sobre la inicial de aspiración %

$$\bar{W} = (W_4 / W_i)(100) = (0.94 / 10.32)(100) = 9.10 \%$$

 \bar{a} = Porcentaje de arrastres líquidos sobre la humedad inicial de aspiración %

$$\bar{a} = (A_4 / W_i)(100) = (0.203 / 10.32)(100) = 1.967 \%$$

$T_{ROCCIO4} =$ (de $W_4 + A'_4 = 0.94 + 1.18 = 2.12 \text{ g(H}_2\text{O)/Kg aire seco}$ y a 8 ATA, se localiza la temperatura a la que $2.12 \text{ g(H}_2\text{O)/Kg aire seco}$ saturan el ambiente).

$T_{ROCCIO4} = 27.5 \text{ }^\circ\text{C}$

$T_{R04} =$ (de $W_4 + A'_4 = 2.12$ y a 1 ATA , se localiza la temperatura a la que se satura el ambiente).

$T_{R04} = 5.5 \text{ }^\circ\text{C}$

Punto # 5

(salida de condensados del depósito)

$L'_5 = (A'_4 \cdot E) / 100$, ya que no hay condensación

$L'_5 = (1.18)(50) / 100 = 0.59 \text{ g(H}_2\text{O)/Kg aire seco} .$

$L_5 = (A E) / 100 = (A_4 E) / 100 = (0.203)(50) / 100$

$L_5 = 0.1015 \text{ litros / hora}$

$l_5 = (L'_5 / W_1)(100) = 5.71 \%$

Punto # 6

(salida del depósito y entrada al separador)

$W_6 = W_4 = 0.94 \text{ g(H}_2\text{O)/Kg aire seco}$

$W_{S6} = W_6 = 0.94 \text{ g(H}_2\text{O)/Kg aire seco} = \text{saturación}$

$W_{R6} = 100 \%$

$A_6 = A_S = (A_e E) / 100$, ya que no hay condensación

donde

$A_e =$ Arrastre a la entrada (litros / hora)

$A_S =$ Arrastre a la salida (litros / hora)

$A_6 = (0.203)(50) / 100 = 0.1015 \text{ litros / hora}$

$A'_6 = A'_e = A'_e E / 100 = 0.94 \text{ g(H}_2\text{O)/Kg aire seco}$

$\bar{W}_6 = \bar{W}_4 = (W_4 / W_1)(100) = (0.94 / 10.32)(100) = 9.10 \%$

$\bar{a}_6 = (A'_6 / W_1)(100) = (0.94 / 10.32)(100) = 9.10 \%$

Con $W_6 + A'_6 = 0.94 + 0.94 = 1.88$ y 8 ATA en tablas se obtiene la temperatura $T_{R6} = 20.8^\circ\text{C}$ (ambiente saturado)

De tablas a 1 ATA y 1.83 se localiza la temperatura a la que se satura el ambiente, obteniéndose

$$T_{RO6} = - 3.5^{\circ}\text{C}$$

Punto # 7

(salida de condensados del separador)

$$L'_7 = A'_6 E / 100 = (0.94)(95) / 100 = 0.893 \text{ g}(\text{H}_2\text{O})/\text{Kg aire sec}$$

$$L_7 = A_6 E / 100 = (0.1015)(95) / 100 = 0.96 \text{ litros / hora}$$

$$l_7 = (L'_7 / w_1)(100) = (0.893 / 10.32)(100) = 8.65 \%$$

Punto # 8

(salida del separador y entrada al secador)

$$w_3 = w_4 = 0.94 \text{ g}(\text{H}_2\text{O})/\text{Kg aire seco}$$

$$w_{3s} = w_4 = 0.94 \text{ g}(\text{H}_2\text{O})/\text{Kg aire seco}$$

$$w_{3s} = 100 \%$$

$$L_8 = (A_6 E) / 100 = (0.1015)(95) / 100 = 0.096 \text{ litros / hora}$$

$$L'_8 = (L'_7 E) / 100 = (0.893)(95) / 100 = 0.8483 \text{ g}(\text{H}_2\text{O})/\text{Kg a. s.}$$

$$l_8 = (L'_8 / w_1) = 0.8483 / 10.32 = 8.21 \%$$

$$\bar{w} = (w_4 / w_1)(100) = (0.94 / 10.32)(100) = 9.10 \%$$

$$\bar{s}_8 = (A'_8 / w_1)(100) = (0.56 / 10.32)(100) = 5.42 \%$$

Localizando en tablas a 8 ATA y 0.94 la temperatura a la que se satura el ambiente y encontramos que :

$$T_{RA} = 10^{\circ}\text{C}$$

A 1 ATA y 0.94 se localiza en tablas la temperatura a la que se satura el ambiente y que es :

$$T_{RO8} = - 15.8^{\circ}\text{C}$$

Punto # 9

(salida de condensados del secador frigorífico)

Se calculan primero los condensados producidos por la refrigeración .

El cálculo de W_{10} se efectúa por medio de tablas a 8 ATA y con punto de rocío igual a 3°C , encontrándose que:

$$W_{10} = 0.583 \text{ g}(\text{H}_2\text{O})/\text{Kg aire seco}$$

Por otra parte tenemos

$$C_g = (7.2)(10^{-4})(2)(75)(0.94 - 0.583) = 0.0385 \text{ litros/hora}$$

$$C'_g = (W_i - W_f) = (0.94 - 0.583) = 0.357 \text{ g}(\text{H}_2\text{O})/\text{Kg a.s.}$$

$$L_g = (C_g)(95)/100 = 0.0385(95)/100 = 0.339 \text{ g}(\text{H}_2\text{O})/\text{Kg a.s.}$$

$$l_g = (L'_g / W_1)(100) = (0.339 / 10.32)(100) = 3.28 \%$$

Punto # 10

(salida del aire comprimido del secador frigorífico)

$$W_{10} = 0.583 \text{ g}(\text{H}_2\text{O})/\text{Kg aire seco (calculada en punto # 9)}$$

W_{S10} = (se localiza en tablas a 8 ATA y 5°C)

$$W_{S10} = 0.671 \text{ g}(\text{H}_2\text{O})/\text{Kg aire seco}$$

$$W_{R10} = (W_{10} / W_{S10})(100) = (0.583/0.671)(100) = 86.88 \%$$

$$A_{10} = (L_g)(100)/E = (0.0365)(100)/(95) = 0.0384 \text{ litros/hora}$$

$$A'_{10} = (L'_g(100))/E = (0.339(100))/(95) = 0.356 \text{ g}(\text{H}_2\text{O})/\text{Kg a.s.}$$

$$\bar{W}_{10} = (W_{10} / W_1)(100) = (0.583 / 10.32)(100) = 5.65 \%$$

$$\bar{A}_{10} = (A_{10} / W_1)(100) = (0.0384 / 10.32)(100) = 0.37 \%$$

T_{R10} = (se localiza de tablas a 1 ATA y $0.583 \text{ g}(\text{H}_2\text{O})/\text{Kg a.s.}$)

$$T_{R10} = -21.0^{\circ}\text{C}$$

VII.- SECADO DEL AIRE COMPRIMIDO

Como se sabe el aire al ser comprimido su temperatura se incrementa . Por otro lado tenemos que el aire comprimido al salir del compresor posee una presión constante (6 ó 7 Kg/cm²) la cual permanece constante, si despreciamos las pérdidas de carga que origina el sistema de distribución de aire ; pero la evolución (cambios) de la humedad del aire es consecuente con la variación de la temperatura .

El camino que va recorriendo el aire comprimido al salir del compresor es : depósito - tuberías - puntos de utilización y con temperaturas que oscilan entre 125°C y 180°C , por lo que al haber un cambio continuo de calorías con el medio ambiente la temperatura del aire comprimido desciende hasta un valor próximo a la temperatura ambiente .

Es al enfriarse el aire comprimido , donde las condensaciones se producen y forman gotas de agua que son arrastradas por el flujo del aire en su camino hacia los puntos de utilización .

Por lo tanto ,para que en una instalación de aire comprimido no aparezca ninguna cantidad de agua en los puntos de utilización ;el aire comprimido antes de ser distribuido a la red debe haberse secado, hasta un punto de rocío que sea inferior a la temperatura del aire ambiente del lugar donde sea usado.

Las condensaciones de vapor de agua y aceite son la causa de una serie de inconvenientes tales como :

- a).-corrosión de las tuberías metálicas
- b).-entorpecimiento de los accionamientos neumáticos
- c).-errores de medición en los equipos de control
- d).-obstrucción de boquillas en chorros de arena
- e).-pintado defectuoso de superficies debido a la proyección de aceite y agua
- f).-degradación del poder de los aceites de engrase
- g).-oxidación de los organos internos en los equipos receptores
- h).-aparición de escarcha en los escapes de las herramientas neumáticas
- i).-en general,bajo rendimiento de toda la instalación

1.- DEPURACION DEL AIRE COMPRIMIDO

Para el secado industrialmente del aire comprimido, se usan diversos procesos o métodos, dependiendo el empleo de cada uno de ellos del aire y su calidad obtenidos así .

Los métodos más frecuentes en la depuración son :

TRATAMIENTO DEL AIRE A LA SALIDA DEL COMPRESOR
(proceso de enfriamiento del aire)

- a).- refrigerador posterior de agua
- b).- refrigerador posterior de aire
- c).- secadores (frigorífico y por adsorción)

TRATAMIENTO DEL AIRE EN LAS REDES DE DISTRIBUCION

- a).- secador por pastillas desecantes delicuescentes
- b).- filtros separadores cerámicos
- c).- separadores centrífugos

TRATAMIENTO DEL AIRE EN LOS PUNTOS DE UTILIZACION

- a).- filtros
- b).- reguladores de presión
- c).- lubricadores

1.1.- TRATAMIENTO DEL AIRE A LA SALIDA DEL COMPRESOR

- a).- Refrigerador posterior de agua .

Es el más usual para depurar el aire comprimido, él permite condensar el agua que se encuentra en forma de vapor . Con este tipo de enfriador se puede llevar el aire hasta una temperatura normal de operación, además se consigue eliminar un 70 a un 80 % de agua y aceite . (Figs. 24,25 y 26)

En general éste refrigerador posterior o post - enfriador , está provisto de un tanque separador y una trampa de condensados que ayudan a eliminar la mezcla de aceite y humedad .

Debido a su posición son dos los tipos de enfriadores de agua más usados y estos son : del tipo vertical y el del tipo horizontal .

Veamos algunas de las características de estos refrigeradores posteriores y sus aplicaciones .

Los refrigeradores posteriores, tanto horizontales como los verticales, están formados por una carcasa o cuerpo principal en cuyo interior se encuentra el haz de tubos de cobre .

Tienen también un cabezal de entrada y otro de salida unidos independientemente al separador en el modelo horizontal e incorporados formando una unidad integral en modelo vertical.

Llevar anexos los elementos :

Manómetro y termómetros de entrada y salida de aire
Válvula de seguridad
Purga manual o automática

La instalación de estos refrigeradores se recomienda inmediatamente después del compresor, en la tubería de impulsión y delante del calderín . El aire debe entrar siempre por el lado opuesto a aquel en que está colocado el separador de condensados . Normalmente los fabricantes indican con una flecha la dirección del flujo del aire .

El agua de refrigeración debe circular en sentido contrario al del aire .

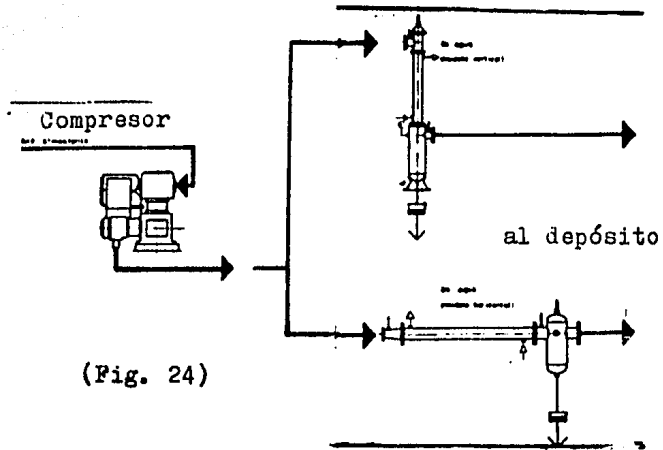
Es necesario antes de realizar las conexiones de alimentación y descarga del agua de refrigeración, comprobar que no haya escapes de aire en los cabezales .

La salida del agua caliente se puede hacer a través de un embudo para observar que el agua no contenga aire .

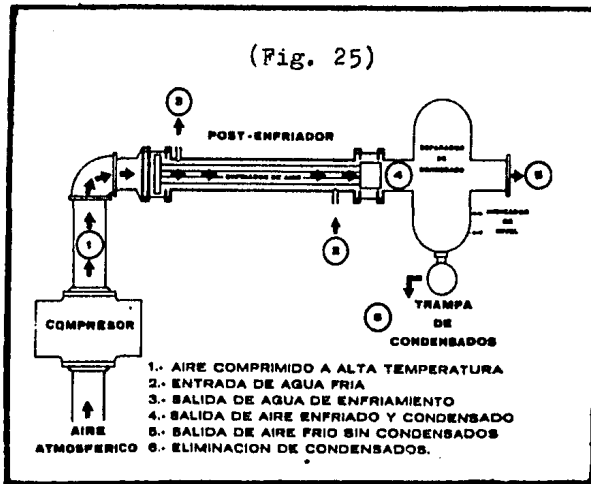
El mantenimiento de estos refrigeradores se reduce únicamente a vigilar la purga automática o en su caso a la descarga manual que debe realizarse cada dos o tres horas si es necesario .

La elección de un refrigerador posterior de agua de una forma práctica, es por medio de tablas que facilitan los fabricantes. Las tablas nos dan las dimensiones del refrigerador así como los caudales de aire a las diferentes temperaturas de salida del aire del compresor . (Tablas 11,12,13,14,15,16)

Finalmente si no se conocen las temperaturas de salida del aire , basta recordar que : para compresores monofásicos la salida del aire es alrededor de 180°C y variación de $\pm 20^{\circ}\text{C}$, para los bifásicos su temperatura de salida de aire es alrededor de 130°C y posible variación de $\pm 15^{\circ}\text{C}$.



(Fig. 24)



REFRIGERADOR POSTERIOR DE AGUA (HORIZONTAL Y VERTICAL)

Del tipo vertical se utilizan para enfriar grandes cantidades de aire. En éste el aire pasa por tubos de cobre y el agua pasa a contracorriente por el exterior. El caudal en estos puede ser medio y alto es decir hasta 7500 m³/hora.

Del tipo horizontal se emplean para caudales hasta de unos 1200 m³/hora. Para caudales bajos, el principio de refrigeración es inverso del de altos caudales, ya que el aire comprimido circula por el exterior de los tubos y el agua por el interior del haz de tubos. La razón de dicha forma de construcción es económica, pues esta forma de refrigerar es más barata.

La gama de temperaturas de salida del aire del refrigerador, es de 12 - 10 °C superior a la temperatura de entrada del agua refrigerante; la temperatura que se admite para el agua de refrigeración es de 10 a 15 °C; la presión mínima del agua en circulación será de 0.5 / 0.7 Kg / cm².

Todos los refrigeradores deben estar provistos de un purgador de condensados, también se debe determinar la cantidad de agua condensada por unidad de tiempo para así programar la frecuencia de purgar el refrigerador.

La eficiencia del refrigerador es la diferencia de temperaturas :

$$\Delta t = T_2 - t_1$$

siendo

Δt = la eficiencia

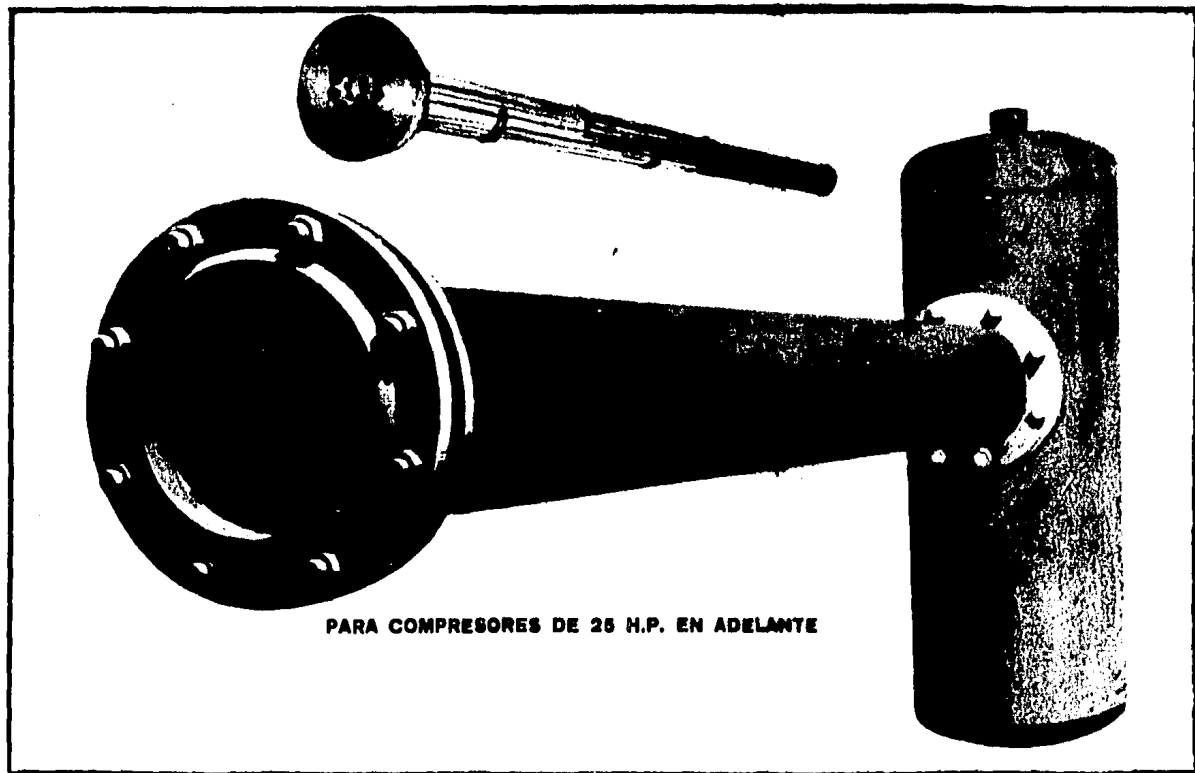
T_2 = temperatura de salida del aire

t_1 = temperatura de entrada del agua

Consecuentemente sí:

$\Delta t = 5$ a 7 °C	-----	alto rendimiento
$\Delta t = 7$ a 10 °C	-----	buen rendimiento
$\Delta t = 10$ a 12 °C	-----	escaso rendimiento
$\Delta t = 12$ a 15 °C	-----	mal rendimiento
Δt mayor a 15 °C	-----	inadmisible

Se recomienda emplear agua para refrigeración lo más fría posible, para que el aire saliente del refrigerador tenga una temperatura lo más cerca posible a la ambiente. También es conveniente utilizar agua de dureza baja.



(Fig. 26) REFRIGERADOR POSTERIOR DE AGUA (HORIZONTAL)

CALCULO DE UN REFRIGERADOR POSTERIOR ENFRIADO POR AGUA

T_1 = Temperatura del aire a la entrada del refrigerador = 160°C

T_2 = Temperatura del aire a la salida del refrigerador = 10°C

t_1 = Temperatura de entrada del agua al refrigerador = 15°C

t_2 = Temperatura de salida del agua del refrigerador = 25°C

dex = Diámetro exterior del tubo = 12 mm

din = Diámetro interior del tubo = 10 mm

Para calcular la superficie de transmisión de calor usaremos:

$$S = \frac{q}{U (\Delta t) \log}$$

donde

S = Superficie de transmisión de calor (m^2)

q = Potencia térmica del refrigerador (Kcal / hora)

U = Coeficiente global de transmisión de calor (sus unidades son Kcal / hora $\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$)

$(\Delta t) \cdot \log$ = Salto térmico logarítmico

entonces

$$q = G \text{ cp } (T_1 - T_2) F$$

siendo

G = Caudal del aire en m^3/hora

cp = Calor específico volumétrico del aire = $0.31 \text{ Kcal}/\text{m}^3 \cdot ^{\circ}\text{C}$

K = Factor de corrección mayor que 1 para tener en cuenta la condensación

$$U = \frac{1}{\frac{\text{dex}}{h_i d_i} + \frac{1}{h_e} + Fd}$$

donde

h_i = Coeficiente de película interior (Kcal/h. $\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$)

h_e = Coeficiente de película exterior (Kcal/h. $\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$)

F_d = Factor de incrustación (que para agua de calidad media para la refrigeración es de $0.0004 \text{ Kcal/ h.m}^2.\text{°C}$)
 d_{ex} =Diámetro exterior (mm), d_{in} =Diámetro interior (mm)
 El consumo de agua de refrigeración se calcula por :
 Q = Consumo de agua de refrigeración

$$Q = \frac{q}{t_2 - t_1}$$

Ahora tenemos

$$(\Delta t) \log = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{2.3 \log \cdot \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}}$$

Perdida de carga (ΔP) , que se considera menor a $100g / \text{cm}^2$

EJEMPLO :

Cálculo de $(\Delta t) \log$.

$$(\Delta t) \log = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{2.3 \log \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}}$$

$$(\Delta t) \log = \frac{(160 - 25) - (10 - 15)}{2.3 \log ((160 - 25)/(10 - 15))}$$

$$(\Delta t) \log = \frac{(135 + 5)}{2.3 \log (135 / - 5)}$$

$$(\Delta t) \log = \frac{140}{2.3 \log 135 - (- \log 5)}$$

$$= \frac{140}{4.9 + 1.60} = 21.51 \text{ °C}$$

Cálculo de U

$$d_{ex} = 12 \text{ mm} ; d_i = 10 \text{ mm} ; h_1 = 200 \text{ Kcal / h} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{°C} ;$$

$$h_e = 1000 \text{ Kcal / h} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{°C} ; F_d = 0.0004 \text{ Kcal / h} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{°C} ; K = 1.2$$

$$U = \frac{1}{\frac{d_{ex}}{h_1 d_i} + \frac{1}{h_e} + F_d} = \frac{1}{\frac{12}{200(10)} + \frac{1}{1000} + 0.0004}$$

de donde obtenemos que :

$$U = 135 \text{ Kcal / h} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{°C}$$

Cálculo de q

$$q = G \cdot c_p (T_1 - T_2) K$$

$$G = 2 \text{ m}^3/\text{min} ; c_p = 0.31 \text{ Kcal / m}^3 \cdot \text{°C} ; T_1 = 160 \text{°C} ; T_2 = 10 \text{°C}$$

y $K = 1.2$.

$$q = 2 (60)(0.31)(160 - 10)(1.2)$$

$$q = 6696 \text{ Kcal / h}$$

Cálculo de S

$$S = \frac{q}{U(t) \log} = \frac{6696 \text{ Kcal / h}}{135 \text{ Kcal / h} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{°C} (21.51 \text{ °C})}$$

siendo entonces

$$S = 2.3 \text{ m}^2$$

Ahora si suponemos un número igual a 10 tubos para el total del haz tubular , se tendrá la superficie por cada metro de tubo y entonces tendremos :

$$S_{1m} = (D)(L) = (0.012 \text{ m})(1.0 \text{ m}) = 0.0377 \text{ m}^2$$

ademas

$$S_{10m} = 0.0377 \text{ m}^2 (10) = 0.377 \text{ m}^2$$

Cálculo de la longitud total "l"

$$l = \frac{S}{S_{10m}} = (2.3) / (0.377) = 6.0 \text{ m}$$

Cálculo de Q

$$Q = \frac{q}{t_2 - t_1} = \frac{6696}{25 - 15} = 669.6 \text{ litros / hora}$$

En este cálculo de Q que es el consumo de agua de refrigeración, se considera normal que $t_2 - t_1$ sea igual a 20°C siempre que t_2 no supere los 40°C.

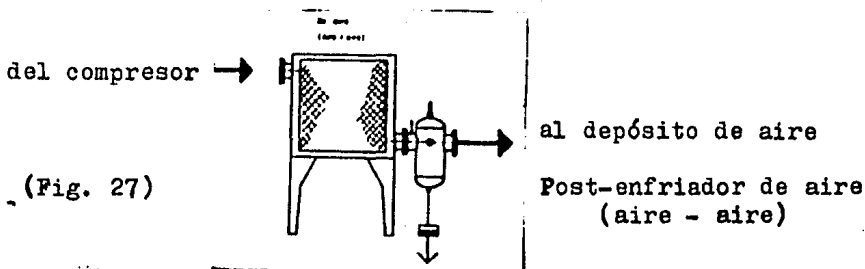
b).- Refrigerador posterior de aire (aire - aire)

Este tipo de refrigerador, al igual que el de agua se sitúa a la salida del aire del compresor. Utiliza como elemento de refrigeración el aire producido por un grupo motor-ventilador. (Fig. 27)

Solo se emplea el refrigerador posterior de aire cuando el uso de agua presente demasiados inconvenientes, tales como : alto consumo de agua o escases de la misma .

La eficiencia del refrigerador se incrementa en la medida en que el aire aspirado por el ventilador sea cada vez más frío, este se obtiene generalmente haciendo una abertura en la sala de compresores, cerca y enfrente del refrigerador para que este reciba directamente el aire fresco del exterior .

Al igual que en los refrigeradores de agua, la temperatura de salida del aire comprimido del refrigerador es aproximadamente 10 °C superior a la temperatura de entrada del aire de refrigeración . Su mejor rendimiento se obtiene cuando las condiciones ambientales se acercan a los 15 °C de temperatura y la humedad relativa se mantiene dentro del máximo (50 -70 %).

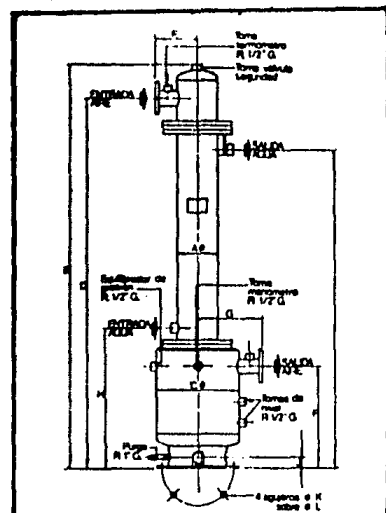


Modelos	Temperatura de entrada de aire											
	180 °C			160 °C			140 °C			125 °C		
	Caudal aire en N m ³ /min	Potencia térmica, kcal/h	Caudal agua, l/h	Caudal aire en N m ³ /min	Potencia térmica, kcal/h	Caudal agua, l/h	Caudal aire en N m ³ /min	Potencia térmica, kcal/h	Caudal agua, l/h	Caudal aire en N m ³ /min	Potencia térmica, kcal/h	Caudal agua, l/h
ENREH - 22	4	11 600	580	5	12 600	630	5,5	11 700	585	6,5	13 200	660
ENREH - 37	7	20 200	1 010	8	20 200	1 010	9	19 400	870	10	18 600	930
ENREH - 55	10	28 800	1 440	12	30 200	1 510	14	29 700	1 485	16	29 700	1 485
ENREH - 85	16	40 000	2 300	19	48 000	2 400	22	47 000	2 350	25	44 600	2 230
ENREH - 121	23	66 200	3 310	26	65 600	3 280	30	64 000	3 200	34	65 000	3 250
ENREH - 151	29	83 600	4 180	34	85 000	4 250	39	83 000	4 150	43	80 000	4 000
ENREH - 199	38	110 000	5 500	43	108 000	5 400	49	104 000	5 200	56	106 000	5 300
ENREH - 253	49	141 200	7 060	56	141 200	7 060	63	134 000	6 700	71	132 500	6 625
ENREH - 309	60	173 000	8 650	68	171 000	8 550	78	166 000	8 300	87	162 000	8 100
ENREH - 429	84	242 000	12 100	95	240 000	12 000	110	235 000	11 750	120	223 000	11 150
ENREH - 541	105	300 000	15 000	120	300 000	15 000	135	290 000	14 500	150	280 000	14 000
ENREH - 719	140	404 000	20 200	160	404 000	20 200	180	384 000	19 200	200	372 000	18 600

(Tabla # 12)

Características de los refrigeradores posteriores serie ENREH horizontal

Dimensiones de los postenfriadores de tipo vertical serie ENR .
(Fig. 29)



(Tabla # 13)

Modelos	A	B	C	Entrada aire			Salida aire			Entrada y salida agua		Purga J Ø	Anclaje		
				D	E	D	F	G	DN	Ø gas	I		H	K	L
ENR - 00	140	1480	300	1355	155	50	450	275	40	1/2"	1135	627	65	1/2"	16 300
ENR - 0	140	2027	300	1885	155	65	500	275	50	1/2"	1655	677	65	1/2"	16 300
ENR - 1	168	2175	300	2005	175	80	550	275	65	1/2"	1775	754	65	1/2"	16 300
ENR - 2	194	2460	350	2257	200	100	600	300	80	3/4"	2005	800	75	3/4"	16 350
ENR - 2 B	194	2460	350	2257	200	100	600	300	80	3/4"	2005	800	75	3/4"	16 350
ENR - 3 B	219	2603	400	2385	225	100	600	325	80	3/4"	2105	802	75	3/4"	20 360
ENR - 4 B	245	2725	400	2465	250	125	600	325	100	1"	2170	832	75	3/4"	20 360
ENR - 5 B	274	2895	450	2590	265	150	650	350	125	1 1/8"	2270	892	75	3/4"	20 400
ENR - 6 B	300	3020	500	2715	275	150	700	375	125	1 1/8"	2370	942	75	3/4"	20 475
ENR - B B	400	3405	600	3030	325	200	725	400	130	1 1/8"	2525	1012	75	3/4"	20 475
ENR - 7 B	350	3235	550	2895	300	175	750	425	175	2"	2600	1072	75	3/4"	20 525
ENR - 9 B	450	3687	700	3240	425	250	850	550	225	2 1/8"	2820	1225	75	1"	20 625
Bridas planas PN 16 desde el modelo ENR-4B															

Modelos	Temperatura de entrada de aire											
	180 °C			160 °C			140 °C			125 °C		
	Caudal aire en N m³/min	Potencia térmica, kcal/h	Caudal agua, l/h	Caudal aire en N m³/min	Potencia térmica, kcal/h	Caudal agua, l/h	Caudal aire en N m³/min	Potencia térmica, kcal/h	Caudal agua, l/h	Caudal aire en N m³/min	Potencia térmica, kcal/h	Caudal agua, l/h
ENR - 00	2	5 750	250	2,25	5 625	225	2,5	5 200	280	3	5 600	300
ENR - 0	3,5	10 000	400	4	10 000	400	4,5	5 200	280	5	9 300	500
ENR - 1	5	14 400	600	6	15 000	600	7	15 000	800	8	14 900	800
ENR - 2	8	23 000	950	9	22 750	950	10	21 300	1 150	12	22 300	1 200
ENR - 2 B	10	28 800	1 200	11	27 720	1 330	12	25 920	1 295	15	28 000	1 300
ENR - 3 B	13,5	38 880	1 550	14,5	36 540	1 830	16	34 560	1 730	20	37 200	1 860
ENR - 4 B	19	54 720	2 200	21	52 920	2 640	24	51 840	2 590	28	53 000	2 500
ENR - 5 B	28	80 640	3 200	31	78 120	3 900	34	73 440	3 670	36	67 000	3 250
ENR - 6 B	35	100 800	4 000	38	95 760	4 780	42	89 500	4 430	45	83 500	4 050
ENR - 7 B	46	133 400	5 350	50	126 000	6 300	56	120 960	6 050	60	115 000	5 400
ENR - 8 B	70	201 600	8 000	78	196 560	9 800	85	183 600	9 180	90	167 000	8 100
ENR - 9 B	95	273 600	11 000	105	264 600	13 230	115	248 400	12 420	125	233 000	11 250

(Tabla # 14)

Características de los refrigeradores posteriores serie ENR vertical

Caudal de aire efectivo, en N m ³ /min	Refrigeradores			
	Horizontales		Verticales	
	Óptimo	Forzado	Óptimo	Forzado
12,05	ENREH - 55	ENREH - 37	ENR - 2B ENREV - 55	ENR - 2 ENREV - 37
18,08	ENREH - 85	ENREH - 55	ENR - 4B ENREV - 85	ENR - 3B ENREV - 55
25,25	ENREH - 121	ENREH - 85	ENR - 5B ENREV - 121	ENR - 4B ENREV - 85
1,6		RH - 2		RV - 2
2,4		RH - 3		RV - 3
2,7		RH - 3		RV - 3
4,1	RH - 5	RH - 4	RV - 5	RV - 4
3,4		RH - 4		RV - 4 ENR - 0
5,2	RH - 6 ENREH - 22	RH - 5	RV - 6 ENR - 1	
5,4		RH - 6 ENREH - 22	RV - 6 ENR - 1	RV - 5 ENR - 0
8,2		ENREH - 37	ENR - 2 ENREV - 37	ENR - 1
6,8	RH - 7 ENREH - 37	ENREH - 22	RV - 7 ENR - 1 ENREV - 37	
10,5	ENREH - 55	ENREH - 37	ENR - 2B ENREV - 55	ENR - 2 ENREV - 37

Comparación entre refrigeradores para facilitar su elección y determinación del modelo más apropiado para un caudal de aire determinado. (Tabla #15)

Caudal de aire N m ³ /min	1	2	3	5	8	12	16	20	25	30
Potencia calorífica, kcal/h	2520	5040	7560	12 600	20 150	30 250	40 300	50 400	63 000	75 600
Caudal de aire del ventilador m ³ /seg	0,52	0,7	1,12	1,74	2,5	3,65	4,85	6,1	7,6	9,1
Potencia absorbida, CV	0,07	0,18	0,35	0,5	1,1	1,8	2,1	3	3,7	5
Potencia del motor, CV	0,25	0,25	0,40	0,75	1,25	2	2,5	3,4	4	5,5
rpm	1450	1450	1450	1450	1450	1450	950	950	950	950

(Tabla# 16) Características técnicas de ventilación para refrigeradores aire aire

c).- Secadores

Son equipos destinados a tratar el aire o los gases comprimidos y reducir en ellos el contenido de vapor de agua .

Los secadores dan un mejor funcionamiento si van precedidos de los siguientes accesorios :

Un elemento corrector de temperatura del fluido comprimido, que permite al fluido mantener su temperatura en 25 ó 30°C a su admisión en el equipo secador .Esta admisión tiene dichas características ya que el refrigerador posterior es el encargado de proporcionarlas .

Un eficaz eliminador de agua y aceite arrastrados en fase líquida . Si el compresor es del tipo normal a pistón o pistones lubricados , se requiere de un separador desoleador y si es el compresor del tipo a pistón no lubricado es suficiente recurrir a un filtro cerámico .

Finalmente y para completar la depuración del fluido comprimido, que ya fué tratado en el equipo secador es conveniente incluir un elemento de filtración, capaz de retener toda la partícula sólida que ha sido arrastrada .

Los secadores pueden ser de dos tipos :

Secadores frigoríficos

Secadores de adsorción

Los secadores frigoríficos tienen un amplio campo en la industria en general , los de adsorción son apropiados para dar suministro de aire seco a : instrumentación neumática ; transporte neumático de productos a granel higroscópicos ; industrias químicas y petroquímicas ; también en la protección de los equipos eléctricos es ampliamente empleado .

Ambos modelos de secadores tienen la característica de que se pueden combinar entre si, ya que no es antagónica su utilización conjunta en la resolución de situaciones donde deban aunarse la calidad del aire comprimido y la economía .

Definamos ahora las principales características de los secadores .

c.1).- Secador frigorífico

Este secador, tiene por objeto reducir la humedad en el aire comprimido por enfriamiento del mismo, hasta la mínima temperatura funcionalmente posible, que oscila entre $+2^{\circ}\text{C}$ y $+3^{\circ}\text{C}$ a la presión de servicio .

Sus características principales son :

----reducido consumo de energía

----tamaño pequeño

----está concebido para obtener un grado de sequedad medio

Para éste tipo de secador se recomienda no colocar la red de conductos en lugares donde la temperatura sea igual o inferior a 0°C , ya que se formaría escarcha en el interior de aquellos .

Los secadores frigoríficos se componen de :

Un compresor de frío.- Es un compresor de pistón multicilindrico, hermético o semihermético, accionado por un motor eléctrico . Está protegido por un presostato, tanto en el lado de aspiración como en el lado de compresión .

Un regulador de capacidad .- Este se localiza a continuación del compresor de frío y sirve para controlar la carga de gas (freón) refrigerante , que es requerido para cada variación del flujo de aire que pasa por el evaporador .

Condensador .- Es un haz de tubos, por su interior circula el agua refrigerante y por el exterior el freón .

Depósito del refrigerante .- Este recipiente recibe toda la carga de la planta y es soldado de una pieza .

Evaporador .- (Intercambiador de aire - refrigerante). Es un cilindro de acero, en el interior tiene un haz de tubos por donde interiormente pasa el aire comprimido y por el exterior del haz de tubos el refrigerante .

Gas refrigerante .- Es el freón 12 para los modelos de capacidades hasta $2000 / 2500 \text{ m}^3$ por hora y el freón 22 para capacidades mayores . Estos son ininflamables y no venenosos .

Purgadores automáticos .- En todas las unidades van integrados dichos purgadores .

El mantenimiento de estos secadores es sencillo, ya que solo se revisa el control una vez por año y se limpian una sola vez al mes los purgadores automáticos. Los fabricantes nos indican si es necesario otro u otros cuidados.

La selección de los secadores dependen de las características y de las necesidades de la planta.

En las instalaciones de secado frigorífico la temperatura del aire ambiente debe estar en 32°C para los secadores enfriados por aire y la temperatura del agua de refrigeración en 22°C para los secadores enfriados por agua. En ambas versiones, aire y agua dan un punto de rocío de 2 a 3°C , para una presión efectiva de 7 Kg/cm^2 siendo la pérdida de carga normal de aproximadamente 350 g/cm^2 para los enfriados por aire y de 300 g/cm^2 para los enfriados por agua.

c.2).- Secador por adsorción

Este tipo de secadores efectúan el secado mediante un adsorbente sólido de naturaleza regenerable, que retiene en un ciclo de adsorción, al vapor de agua contenido en el aire comprimido. Este vapor de agua se elimina en un segundo ciclo de desadsorción, al ser sometido el adsorbente a un proceso de reactivación.

Los secadores por adsorción están constituidos por dos torres o elementos secadores gemelos, que con una secuencia de alternancias cíclicas de secado y reactivación permiten obtener un flujo continuo de aire comprimido seco que es entregado a la red de distribución. (Figs. 30 y 31)

Se clasifican los sistemas de secado por adsorción de acuerdo al método de regeneración utilizado:

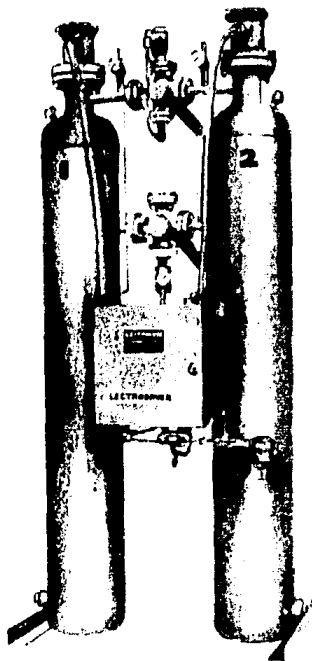
- /////. secadores regenerados térmicamente (por calor)
- /////. secadores regenerados por transferencia de tensiones de vapor (sin calor)

Secadores regenerados térmicamente (por calor), existen de estos dos modalidades:

- . regenerados con aportación de energía externa
- . regenerados sin aportación de energía externa

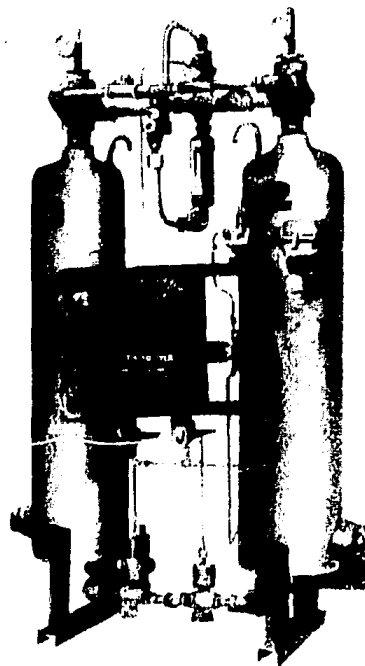
Los secadores regenerados térmicamente con aportación de -

SECADORES PARA AIRE COMPRIMIDO



(Fig. 30)

REGENERADO CON CALENTAMIENTO



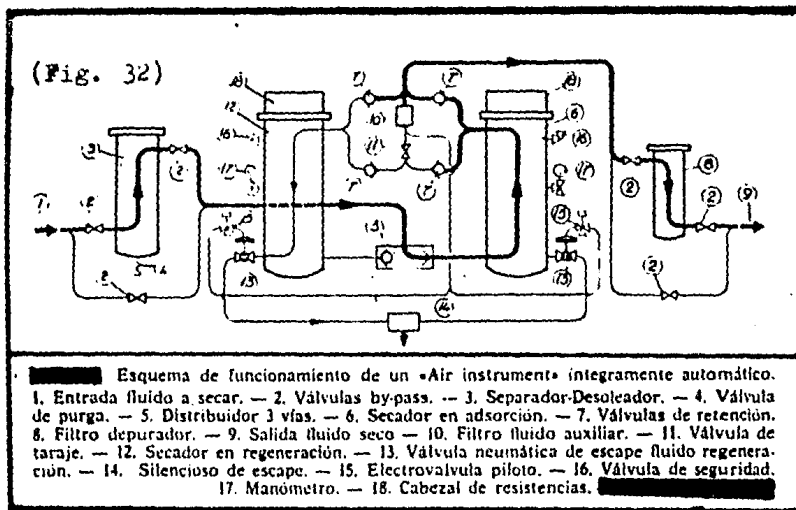
(Fig. 31)

REGENERADO EN FRIO

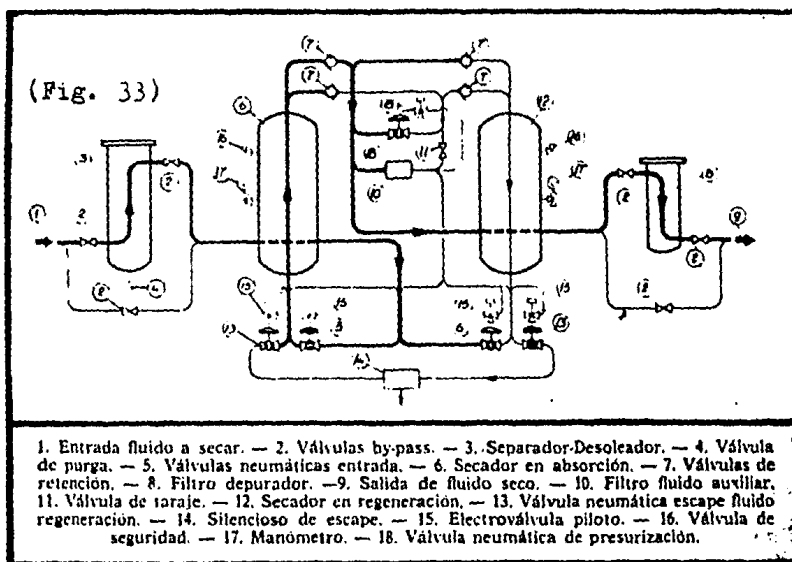
energía externa, obtienen ésta por medio de una batería de resistencias eléctricas blindadas inmersas en el lecho del deshidratante, o bien, por un calefactor eléctrico o de vapor; que forma conjunto aparte con el correspondiente ventilador recirculador. (Fig. 32)

Los secadores regenerados sin aportación de energía externa, realizan la regeneración del adsorbente, obteniendo la energía para tal efecto del calor sensible del fluido comprimido (aire) el cual sale del compresor sin previa refrigeración a alta temperatura. Por medio de un depósito intercambiador de temperatura, el aire comprimido (fluido) primario, cede su calor al recirculado para regeneración del deshidratante y promover la desadsorción del mismo. (Fig. 33)

Secadores regenerados por transferencia de tensiones de vapor (sin calor), utilizan para la regeneración del adsorbente, una fracción limitada del caudal de aire comprimido ya seco; que hace circular en barrido por la torre en regeneración, de la que sale con distensión prácticamente a presión atmosférica, al ser evacuado al exterior cargado de humedad. La bajísima tensión de vapor de fluido barrido, al incidir sobre el deshidratante a tensión de vapor elevada al término del ciclo de secado, determina una vivísima transferencia de tensiones, que se traduce en una efectiva desadsorción; la cual restaura en el deshidratante toda su capacidad. Los ciclos de secado y de regeneración son muy cortos, ya que (presenta la presurización y la descompresión) tiene una duración, según las exigencias técnicas de 2 minutos mínimo y de 10 como máximo. Si la temperatura de entrada del fluido comprimido a tratar debe ser inferior a los 30 / 35 °C para que el rendimiento del adsorbente sea el adecuado, salvo en los casos en que se utilicen tamices moleculares, los cuales requieren para una buena adsorción altas temperaturas. Es necesario señalar, que sin una eliminación efectiva del aceite en el proceso, los resultados decrecen al irse efectuando la regeneración, pues, los vapores de aceite arrastrados por el aire comprimido, contaminan y van obstruyendo los poros del adsorbente, lo que provoca una corta vida del mismo y consecuentemente se debe disponer de un desoleador como un auxiliar en el proceso.



Secador regenerado térmicamente con aportación de energía



Secador regenerado térmicamente sin aportación de energía

d).- Deshidratantes

Se les llama así a aquellas sustancias que privan del agua a un organismo o a otra sustancia (por ejemplo aire).

En el caso de los gases (como el aire), se pueden emplear como agentes desecadores o deshidratantes por absorción , el cloruro de calcio, dietileno - glicol, glicerina, ácido sulfúrico y ácido fosfórico; para el caso de secado por adsorción se emplea el gel de sílice (o derivados), alúmina activada o tamiz molecular .

En el método de secado por absorción, el agua penetra en el agente deshidratante provocando un cambio de fase . Para el método de secado por adsorción, el agua se queda en la superficie del adsorbente y puede eliminarse fácilmente sin modificar la estructura o estado del adsorbente , es por esto que se emplea con más frecuencia éste método para eliminar el agua del aire comprimido .

Características de los deshidratantes más comunes :

El gip -gel es una combinación de gel de sílice y alúmina , su fórmula es : $(\text{SiO}_2)_6 + \text{Al}_2\text{O}_3$. El gip - gel es una sustancia coloidal y regenerable por calor .

Los componentes del gip - gel son insolubles, incombustibles y sin reacción sobre los metales; es inerte frente a los gases excepto al cloro y el anhídrico sulfuroso, se puede utilizar también para la deshidratación de líquidos orgánicos, como los aceites, propano, petróleo, etc.

Si se calienta el gip - gel al rojo, este pierde parte de sus propiedades adsorbentes . La regeneración de este se realiza, mediante la circulación de aire caliente (160 /190 °C). El poder de adsorción del gip-gel es del 10 /15 % de su peso según la saturación del fluido a secar, su densidad es de - 0.7 Kg /dm³ y el calor específico de 0.3 cal /g /°C .

Alúmina activada .- Es una sustancia coloidal que se origina en el poblado de Pechiney - Saint Gobain, en Francia .

Su fórmula es: $\text{Al}_2\text{O}_3 \cdot 3\text{H}_2\text{O}$ en grado A , además contiene varias impurezas tales como :

Impurezas en la alúmina activada (%) .

Na ₂ O	-----	0.60 %
Fe O ₃	-----	0.04 %
Si O ₂	-----	0.02 %
Ti O ₂	-----	0.001 %

La alúmina activada es sólida, insoluble, incombustible es - también inerte total . Se obtiene de la " Hydrargillite " ha cia los 1200 °C . Su poro de radio comprendido entre 20 y 40 grados Armstrong , su superficie porosa es de 360 m²/g y su - volumen poroso es de 40 cm³/100 g . La conductividad térmica que posee es de 1.80 cal/ g/ cm²/ s/ °C/ cm , el calor especí fico de 0.24 cal/ g/ °C, y su peso específico de 0.8 Kg /dm³. La regeneración se efectua a 180 / 250 °C .

Para su uso en los secadores, la alúmina se encuentra en el mercado en forma de "bolas" de 2 a 5 mm de diámetro para la capacidad pequeña y de 5 a 10 mm de diámetro para grandes - capacidades .

Este deshidratante realiza la adsorción en forma variable , debido a las condiciones de trabajo; siendo el valor máximo de retención de agua de 30 % del peso de la alúmina en ser vicio

2.1.- TRATAMIENTO DEL AIRE EN LAS REDES DE DISTRIBUCION

En la industria en general, no es necesario el uso de aire comprimido seco en toda la instalación y puntos de utiliza ción, por lo que se puede prescindir de elementos adiciona nales para el secado del aire a la salida del compresor . Sin embargo, es común encontrar en la industria una sección que debe operar con aire seco; por lo que se proyecta un ra mal o línea secundaria que resultará más económica para - ser acondicionada en el momento en que sea necesario el u- so de aire seco .

Por otro lado, es importante observar que en el proyacto de la instalación de aire comprimido, exista un refrigerador posterior (de agua o de aire) como elemento base para el secado del aire .

a).- Secador de pastillas desecantes delicuescentes

Este secador por delicuescencia utiliza pastillas desecantes de composición química y de granulado sólido altamente higroscópico, que se funden y licuan al ir reteniendo el vapor de agua contenido en el flujo a secar .

El costo de estos secadores es menor al de los secadores de adsorción o frigoríficos, la capacidad de aire resultante es limitada , siendo su aplicación principal la de eliminar los riesgos de condensación en las líneas, es decir, funciona como un factor de protección más que como secador en sí .

Su uso, es empleado muy poco debido a los inconvenientes que presenta, algunos de ellos son :

- Es necesario reponer periódicamente, la carga del producto químico , en función del caudal de aire tratado.
- El riesgo de que queden suspendidas en el aire partículas de producto químico y que pasen a los conductos.
- Su instalación debe ser siempre en el exterior y con libre circulación del aire ambiente alrededor de él .
- Si la temperatura del aire a secar es superior a 30°C, las pastillas desecantes se ablandan y se pegan, provocando una caída de presión .

Este tipo de secador reduce la higrometría del aire al 60 / 80 % respecto al flujo saturado al 100 % , de la salida de un refrigerador posterior .

b).- Filtros separadores cerámicos

Los filtros separadores cerámicos tienen la función de eliminar los condensados, que salen del aire comprimido a partir del refrigerador posterior . El agua y aceite contenidos en el aire se eliminan en un 70 / 80 % . (Fig. 34)

La instalación .- El filtro debe instalarse después del depósito de aire y lo más alejado del compresor, para que el aire se refrigere antes de entrar en él y facilite de éste modo la condensación del aceite y del vapor de agua . El filtro es colocado antes de la primera utilización del aire .

Por otra parte, si la red es pequeña o tiene pocas ramificaciones, puede colocarse un solo secador antes del nudo de distribución de la misma, si son muchas ramificaciones con lon-

gitudes a considerar, puede disponerse de un filtro antes de cada nudo y uno a la entrada de cada línea secundaria, o simplemente uno por cada ramal .

Trabajo .- Este tipo de filtro realiza la separación de los condensados de agua, aceite y emulsiones en tres etapas :

- Primera .- Un separador por gravedad elimina las partículas líquidas de un tamaño mayor, que se recogen en el fondo del separador .
- Segunda .- Un cartucho de "Tyss - Metal", elimina las partículas líquidas y sólidas de tamaño intermedio, las cuales por su diferencia de densidad respecto al aire , se depositan en el fondo del separador por gravedad .
- Tercera .- El aire depurado anteriormente (1 y 2 etapas), atraviesa un conjunto de bujías cerámicas , especialmente tratadas, destinadas a eliminar las más finas partículas líquidas y sólidas de tamaño superior a 10 micrones .

El tratamiento superficial que tienen las bujías , las convierte en repelentes al agua , aceite y su duración es limitada .

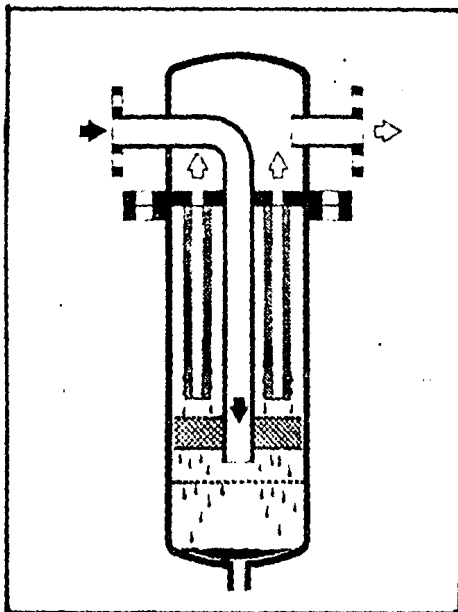
La elección de estos filtros se debe realizar considerando , el caudal de aire que van a tratar y la presión de trabajo . Si el filtro seleccionado tiene un diámetro menor que la tubería , conviene entonces , tomar el tamaño mayor que corresponde a la tubería . (Fig. 35)

Debido a la alta eficiencia de separación, éste tipo de filtros, llevan su purga de condensados , que debe ser siempre una purga automática .

c).- Separadores centrífugos

Los separadores centrífugos se emplean también como los cerámicos, para redes de distribución y con la finalidad de efectuar una separación de condensados a un costo bajo .

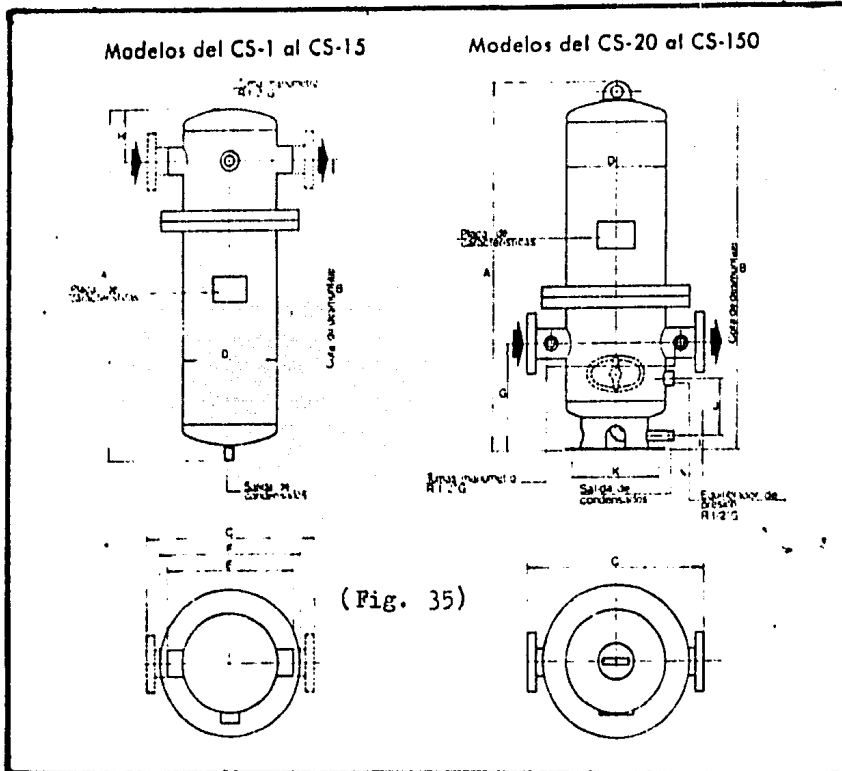
En este tipo de separador el aire entra en el cuerpo de él a través del deflector direccional , la fuerza centrífuga existente, obliga a las partículas líquidas e impurezas : adhe-



(Fig. 34)

Esquema de funcionamiento de un filtro separador cerámico.

Este tipo de separador no debe elegirse según el diámetro de tubería, sino que debe ser de acuerdo al caudal de aire que van a tratar y la presión de trabajo calculada.



Esquema dimensional correspondiente a un filtro separador cerámico . Aquí se aprecian las diferentes formas de construcción y colocación de dichos filtros separadores .

Tipo	Dimensiones, mm											Conexiones			Diversos							
	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	Entrada y salida aire	Tomas para		Bujías			Boca de mano	Pies soporte			
	Purga	Equil	Mano	N.º	Ø	Altura,	Peso,	Equil	Mano	Bujías	mm		mm	kg								
CS-1	623	1100	—	114	174	200	—	78	—	—	—	3/4"	Rosca gas	1/2"	—	1/2"	1	38	260	23	No	No
CS-2	633	1125	—	140	200	250	—	78	—	—	—	1"	Rosca gas	1/2"	—	1/2"	2	38	260	36	No	No
CS-3	701	1200	360	165	—	—	—	128	—	—	—	40	Rosca gas	1/2"	—	1/2"	3	38	260	50	co	No
CS-5	779	1275	386	194	—	—	—	151	—	—	—	40	Bridas DIN-2576 PN-16 DN indicado	1/2"	—	1/2"	6	38	260	60	No	No
CS-7	799	1325	386	194	—	—	—	161	—	—	—	50	Bridas DIN-2576 PN-16 DN indicado	1/2"	—	1/2"	6	38	260	70	No	No
CS-10	879	1400	432	219	—	—	—	161	—	—	—	65	Bridas DIN-2576 PN-16 DN indicado	1/2"	—	1/2"	9	38	260	85	No	No
CS-15	897	1450	460	244	—	—	—	168	—	—	—	80	Bridas DIN-2576 PN-16 DN indicado	1/2"	—	1/2"	12	38	260	100	No	No
CS-20	1630	2250	615	315	—	—	350	—	75	500	295	80	Purga automática incorporada	1"	1/2"	2 de 1/4"	3	110	750	150	No	Si
CS-35	1720	2300	700	400	—	—	400	—	75	500	345	100	Purga automática incorporada	1"	1/2"	2 de 1/2"	5	110	750	220	No	Si
CS-50	2040	2350	700	400	—	—	700	—	75	—	345	125	Purga automática incorporada	—	—	2 de 1/4"	7	110	750	270	Si	Si
CS-75	2130	2380	950	550	—	—	750	—	75	—	495	150	Purga automática incorporada	—	—	2 de 1/4"	10	110	750	430	Si	Si
CS-100	2215	2400	1000	600	—	—	800	—	75	—	545	200	Purga automática incorporada	—	—	2 de 1/2"	13	110	750	530	Si	Si
CS-150	2275	2450	1080	680	—	—	800	—	75	—	645	250	Purga automática incorporada	—	—	2 de 1/2"	19	110	750	730	Si	Si

Características principales de los filtros separadores cerámicos .
(Tabla # 17)

rirse a la pared del separador, al chocar con el envolvente. La decantación de estas partículas en suspensión, es en la parte inferior del separador, donde por medio de una purga se desalojan . El aire ya sin contaminación sigue por el conducto de salida .

Existe un inconveniente en estos separadores, ya que debido a la rigides de sus ciclones y al producirse una pequeña variación de velocidad, se provoca una desaceleración en las partículas a eliminar; es por eso que el separador pierde su eficacia . Por otra parte las pérdidas de carga en los ciclones son elevadas .

La instalación .- El separador debe ser instalado despues de el calderin y a una distancia de 6 a 8 metros como mínimo y con el fin de que el aire se enfrie lo máximo posible y la condensación de agua sea en gran cantidad .

Existen tres tipos de separadores según su construcción y la forma del cuerpo centrífugo o ciclones, estos son : vertical ascendente (SFLV), horizontal (SFLH), y en ángulo (SFLI) . (Fig. 36).

Tipo	Caudales. N m ³ /min de aire libre. Presión efectiva en kg/cm ²									
	2	3,5	4	5	6	7	8	10	12	15
CS-1	0,38	0,56	0,63	0,75	0,88	1	1,1	1,4	1,6	2
CS-2	0,75	1,1	1,3	1,5	1,8	2	2,3	2,8	3,3	4
CS-3	1,1	1,7	1,9	2,3	2,5	3	3,4	4,1	4,9	6
CS-5	1,9	2,8	3,1	3,8	4,4	5	5,6	6,9	8,1	10
CS-7	2,6	3,9	4,4	5,3	6,1	7	7,9	9,6	12	14
CS-10	3,8	5,6	6,3	7,5	8,8	10	11,5	14	16,5	20
CS-15	5,6	8,4	9,4	11,5	13	15	17	21	24	30
CS-20	7,5	11,2	12,5	15	17,5	20	23	28	33	40
CS-35	13	19,5	22	26	31	35	39	48	57	70
CS-50	19	28	31	38	44	50	56	69	81	100
CS-75	28	42	47	56	66	75	84	103	122	150
CS-100	38	56	63	75	88	100	113	138	163	200
CS-150	56	84	94	113	131	150	169	205	245	300

Tabla de selección de filtros , en función del caudal y de la presión .(Tabla # 18)

3.1.- TRATAMIENTO DEL AIRE EN LOS PUNTOS DE UTILIZACION

El eliminar las impurezas procedentes de la atmósfera ,tales como residuos de aceite, vapor de agua y polvos ; así como - el proporcionar a los elementos neumáticos una presión de ai re constante, libre de fluctuaciones y la lubricación adecua da, nos trae como consecuencia una mayor durabilidad y rendi miento en los elementos neumáticos .

Los puntos anteriores se logran incorporando a la instala-- ción de aire comprimido en los puntos de consumo los elemen- tos siguientes :

- filtros
- reguladores de presión
- lubricadores

El montaje de estos elementos auxiliares se realiza lo más cerca posible del punto de utilización .

a).- Filtros

Los filtros tienen como función liberar al aire comprimido de impurezas y depositar el agua . (Fig. 37)

Las características de filtrado, así como la elección de un filtro y su elemento filtrante son determinadas por las ne- cesidades de fabricación y las condiciones que presenta la instalación desde el mismo compresor hasta los puntos de uti- lización .

Aplicación .- En lo que se refiere a la aplicación de los -- filtros, se tiene como norma general el dividir dicha aplica- ción en tres grupos que son los siguientes :

Grupo 1.- Filtros normales de 5 micrones aplicados en :

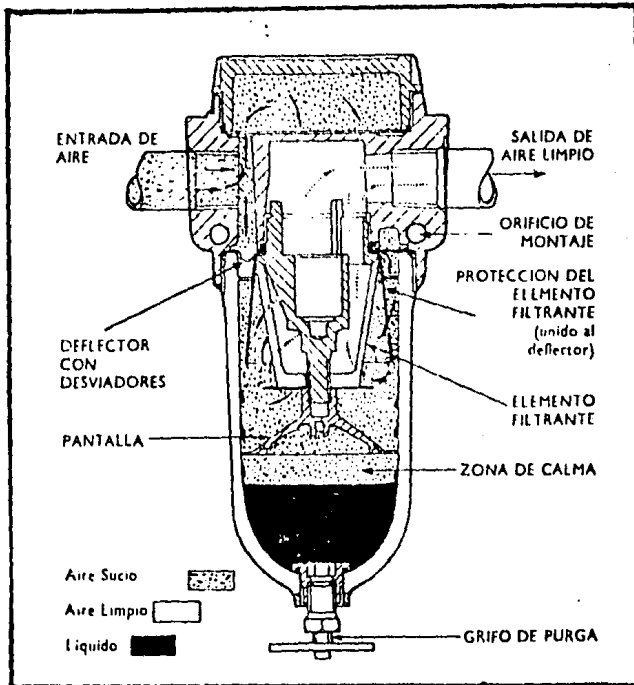
- ingeniería civil
- explotación de canteras
- perforaciones
- industrias en general
- distribución de aire comprimido

Grupo 2.- Filtros de carbón activado aplicables en :

- envasado de comestibles
- transferencia de líquidos
- cámaras de descompresión
- control de procesos

Grupo 3.- Filtros esterilizadores de aire aplicables en :

- industria farmacéutica
- industria láctea
- industria cervecera
- industria de alimentos en general
- medicina



Circulación
del aire dentro
de un filtro .
(Fig. 37)

Funcionamiento del filtro de aire .

En la figura vemos un filtro con purga manual, en el cual se eliminan los líquidos y sólidos contenidos en el aire . El - aire entra al filtro y pasa a través de deflectores direccionales originando una corriente centrífuga que impulsa las - partículas líquidas hacia la pared interior del depósito del filtro. Desde aquí, los líquidos descienden hasta la "zona de calma" en la parte inferior del depósito, donde una pantalla separadora impide que la turbulencia del aire los haga retornar hacia la corriente de aire . Los líquidos y sólidos acu-

mulados son vaciados al exterior mediante la simple apertura de la purga .En su camino hacia la salida el aire es obligado a atravesar el elemento filtrante que elimina los sólidos que lleve el aire .

El modelo de purga automática es similar al de la figura anterior ,siendo su diferencia la parte inferior del filtro, ya que esta es un "mecanismo de purga automática".

b).- Reguladores de presión

Tienen por misión mantener la presión de salida (secundaria) lo más constante posible, a pesar de las variaciones en la presión de entrada (primaria) y en el caudal de aire .

Funcionamiento del regulador .- La presión primaria siempre es mayor que la secundaria y es regulada por la membrana(1), que es solicitada, por un lado, por la presión de entrada, y por el otro un muelle(2) pretensado por un tornillo regulador (3) . (Fig. 38)

A medida que la presión primaria aumenta, la membrana tiene tendencia a comprimirse contra el muelle ,lo que supone el cierre de la válvula de asiento (4). En otros términos, la presión es regulada por el caudal .

Cuando desciende la presión el muelle abre la válvula . La regulación de la presión de servicio consiste, pues, en la abertura y cierre constante de la válvula, que para evitar las oscilaciones está dotada con un amortiguador de muelle (5) . La presión de servicio es visualizada en un manómetro.

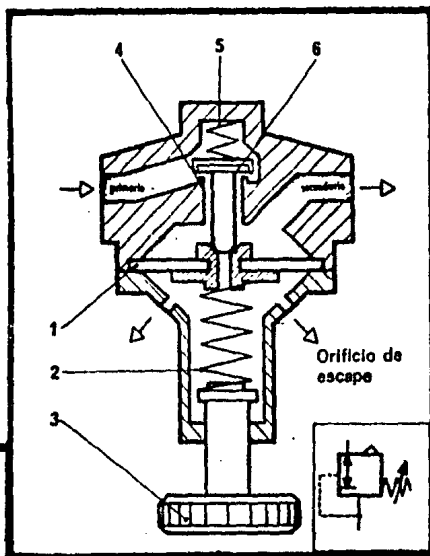
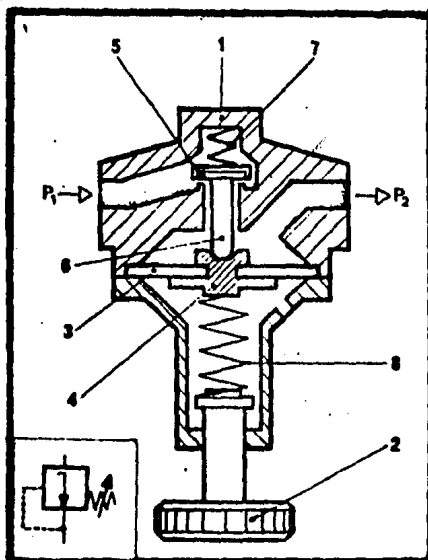
En caso de que la presión secundaria aumentase mucho, desplazaría la membrana hacia abajo, y la presión sobrante disminuiría a causa del escape a la atmósfera de un caudal de aire determinado a través del agujero central de la membrana y los taladros de escape .

Para el regulador sin orificio de escape, su funcionamiento es mediante el tornillo de ajuste (2) se presiona el resorte (8) solidario a la membrana (3). Según el ajuste del resorte (8), se abre el paso del lado primario al lado secundario más o menos. El vástago (6) con la junta (5) se separa más o menos del asiento. La presión sube y empuja la membrana (3) contra el resorte de presión (8), en caso de que no

se consume el aire del lado secundario, el resorte (7) y la presión empujan al vástago hacia abajo y en el asiento se cierra el paso del aire. (Fig. 39)

Solo después de haber utilizado el aire del lado secundario puede circular el aire comprimido desde el lado primario.

Regulador de presión
con orificio de escape.
(Fig. 38)



Regulador de presión
sin orificio de escape
(Fig. 39)

c).- Lubricadores

Una lubricación adecuada es indispensable para mantener productiva una máquina accionada con aire comprimido, evitando el desgaste ocasionado por el rozamiento y el efecto de la corrosión, así como los tiempos muertos de reparación .

La lubricación de las herramientas, cilindros, válvulas, máquinas, etcétera, se hace utilizando el aire comprimido como medio para transportar, distribuir y depositar el aceite sobre todas las superficies que están en contacto con éste .

Se realiza la lubricación de manera automática, regulando el paso de aceite, desde una gota por minuto hasta una circulación continua; con lo que siempre habrá aire lubricando si existe circulación del mismo .

Definamos pues lo que se entiende por lubricador, es en general el elemento que dota del engrase necesario a los componentes neumáticos y que a menudo trabaja con el principio del "venturi". La diferencia de presión (pérdida de carga) entre la presión de entrada del tubo y la de salida estrangulada, aspira a partir de un depósito el aceite, mezclándose este con el aire . (Figs. 40 y 41)

El lubricador trabaja solo cuando el caudal sobrepasa un valor; cuando el caudal es insuficiente es imposible obtener la depresión necesaria para aspirar el aceite del depósito .

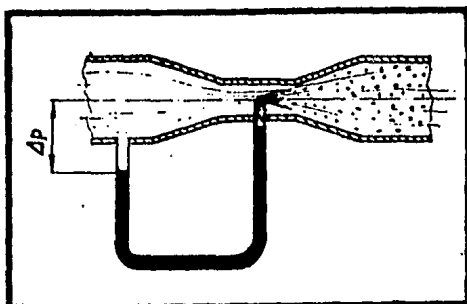
Funcionamiento del lubricador .- El aire circula en sentido A - B . Una válvula H hace pasar el aire a través de la boquilla C, hacia el vaso E . El aire se enriquece con aceite, que circula por efecto de la depresión hacia E y por la depresión en C, a través del tubo L y cae goteando . Las gotas grandes vuelven a caer en el depósito; solamente circulará una fina nebulización a través de G, hacia la salida B .

La elección de filtros, reguladores y lubricadores . - Existen, como ya dijimos anteriormente varios factores que se deben tomar en cuenta para la elección adecuada de estos y son:

----- el caudal de aire libre

----- la presión de trabajo

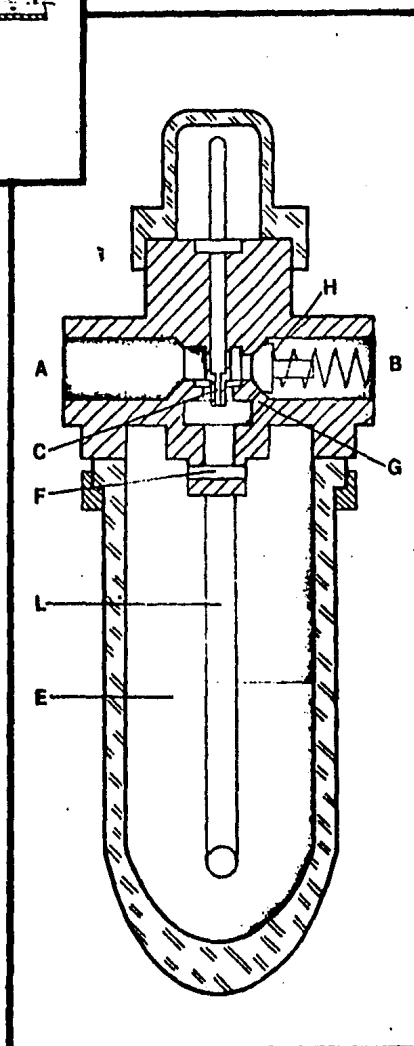
Para los lubricadores se tienen además las observaciones siguientes, las cuales harán más eficientes a los mismos .



PRINCIPIO DE
"VENTURI" .
(Fig. 40)

(Fig. 41) LUBRICADOR ./

El aire circula en sentido A-B. Una válvula H hace pasar el aire a través de la boquilla C, hacia el vaso E. El aire se enriquece con aceite, que circula por efecto de la presión hacia E y por la depresión en C, a través del tubo L, y cae gota a gota. Las gotas grandes vuelven a caer al depósito. Solamente circulará una fina nebulización, a través de G, hacia la salida B .



- Para los lubricadores, de modelos normales y salvo especificaciones en contrario, la longitud de la tubería (o manguera) desde el lubricador a la herramienta (o equipo neumático) no deberá exceder de 9 metros. Esto se debe a que en las tuberías largas la niebla de aceite puede precipitarse antes de llegar a los puntos de utilización .
- Los lubricadores deben utilizarse para una sola herramienta o equipo .
- El lubricador de elegirse con rosca debe ser igual al tamaño de la rosca del orificio de entrada de la herramienta a lubricar .
- La velocidad máxima de aire después del lubricador debe ser de 25 / 30 metros por segundo .
- La viscosidad del aceite del lubricador es función de la forma de trabajo de la herramienta :
 - ////// trabajo muy intermitente = 2.2 ° Engler a 50 °C
 - ////// trabajo intermitente, pero rápido = 3.0 ° Engler a 50°C
 - ////// trabajo continuo = 4.0 ° Engler a 50 °C
- Finalmente se debe seguir en todo momento las instrucciones del fabricante del equipo o herramienta para dar el número de gotas por minuto que el lubricador debe de mantener constante .

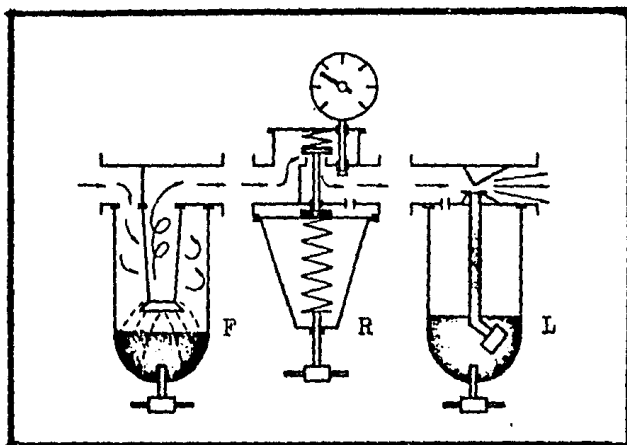
d).- Grupos combinados o unidades de mantenimiento

Las combinaciones posibles de unidades para el acondicionamiento del aire comprimido, dependerán del empleo que se le quiera dar a éste .

En general el empleo del conjunto formado por filtro - regulador - lubricador (frl), se da cuando las condiciones son las siguientes : el 'filtro' es preciso si no existe en la instalación un secador y el aire debe estar libre de impurezas tales como polvos y sólidos aspirados; es necesario un regulador de presión, cuando en los puntos de utilización es preciso mantener constante la presión de trabajo; finalmente el lubricador nos dará el engrase que el equipo o herramienta requerirá de acuerdo a su tipo y forma de trabajo (Fig.42)

Observaciones .- La elección de este grupo está en función también de el caudal (m^3/h), éste caudal no debe ser excesivo para evitar pérdidas de carga .La presión no deberá ser mayor al valor estipulado, la temperatura menor a los 50 °C .

Grupo combinado o unidad de mantenimiento (PRL).(Fig. 42)



Cuidados en las unidades de mantenimiento .

Es necesario proceder a intervalos regulares, a realizar los trabajos siguientes :

- a).- En el filtro de aire, el nivel de condensación debe controlarse, para que no sobrepase el nivel máximo permitido y así evitar que pase agua y otras impurezas al depósito y de allí a la instalación .
- b).- El regulador de presión cuando esta precedido por un filtro no es preciso ningún mantenimiento especial .
- c).- En el lubricador se debe verificar el nivel de aceite, recomendandose llenar hasta el nivel permitido .

Los depósitos del filtro y lubricador son de materia plástica, por lo que no debe utilizar disolvente del tipo tricloroetileno .

Finalmente se recomienda utilizar aceites excentos de acidez, es decir aceites del tipo mineral .

VIII.- REDES DE DISTRIBUCION DE AIRE COMPRIMIDO

Redes de distribución son aquellas que conducen el aire comprimido, que transmite la energía neumática salida del compresor, a las herramientas o máquinas neumáticas .

Es por lo anterior, que se recomienda antes de ir a proyectar la red de distribución, el efectuar un estudio a fondo de las necesidades y aplicaciones del aire comprimido, así, como el localizar los puntos de consumo o de trabajo .

Antes de continuar con el sistema de distribución, es necesario que se definan algunos conceptos importantes para el diseño de las redes, estos son :

- a).- Presión de trabajo .- Llamamos así a la presión a la cual operará la red. Esta presión va a depender del caudal de aire suministrado por el compresor, así como del número y características de las herramientas o equipos que sean alimentados por la red .
- b).- Caudal de aire comprimido .- El volumen o cantidad de aire que debe suministrar el compresor o compresores y que circulará por toda la red hasta los lugares de consumo. Este volumen o cantidad de aire se mide en litros/minuto o bien en metros cúbicos /minuto de aire libre .
- c).- Caída de presión .- Es una disminución de la presión que suministra el compresor y debida a los obstáculos que encuentra el aire comprimido antes de llegar a los puntos de utilización(depósitos, filtros, separadores, tuberías, etc.), es por lo tanto una pérdida de energía .

1.- DISTRIBUCION DEL AIRE

Los puntos más importantes para el rendimiento, funcionalidad, seguridad, y economía de una red de distribución de aire comprimido son :

- la caída de presión entre el compresor y los puntos de consumo de aire, que debe ser siempre muy pequeña .
- las fugas que se deben mantener siempre al mínimo
- el alto grado de separación de condensados en todo el sistema
- la velocidad de circulación del aire
- la presión de trabajo de la red

1.1.- Caída de presión .

Una caída de presión en el sistema de aire comprimido, significa que en los puntos de consumo la presión es inferior en cantidad considerable con respecto a la de la sala de compresores y consecuentemente existe una pérdida de potencia, que se refleja en las herramientas, máquinas y otros sistemas. La mayoría de las herramientas neumáticas están diseñadas para una presión de trabajo de 6 a 7 bar (aproximadamente de 6 a 7 Kg /cm²).

Si la caída de presión es tan alta que la presión de trabajo obtenida es menor que la presión prevista, la pérdida de potencia es proporcionalmente mayor . La potencia desarrollada por una herramienta neumática a 5 bar es solamente del 55 - 60 % de la potencia desarrollada a 7 bar .

Con algunas consideraciones como las que a continuación presentamos se puede hacer que la caída de presión sea mínima.

----- La red de distribución debe estar diseñada de tal manera de que un incremento futuro en el consumo de aire , no signifique una caída de presión excesiva que obligue a reemplazar todo el sistema . Esto se refiere sobre todo a las tuberías principales, puesto que es más bajo el costo de la instalación de tubos y accesorios adicionales que el costo que ocasionaría el cambiar todo el sistema .

----- A veces se puede compensar una fuerte caída de la presión en la red de distribución, elevando la presión de trabajo del compresor de 7 a 8.8 bar. En el caso de que el consumo de aire disminuya, la caída de presión disminuye y la presión en el punto de consumo aumenta . Hay que tener en cuenta ésta posibilidad ya que no todos los componentes han sido diseñados para soportar esta presión de trabajo .

----- Los sistemas de aire comprimido permanentes deben dimensionarse de tal forma que la caída de presión entre la planta compresora (compresor) y el punto de consumo más alejado no sea superior a 0.3 bar .

----- Por otra parte tenemos que las caídas de presión más importantes, se producen normalmente en mangueras, acoplamientos, tuberías y otros accesorios; por lo que dichos elementos deben dimensionarse de tal manera que opongan la mínima resistencia posible al flujo de aire. Por ejemplo,

en un consumo de aire de 80 litros por segundo a 6 bar, la caída de presión disminuye de 0.2 a 0.1 bar, si el diámetro interno del acoplamiento de manguera se aumenta de 15 a 17 milímetros .

----- En general, es mejor para eliminar las pérdidas de la presión, el construir el sistema de tuberías en forma de anillo cerrado alrededor del área donde se produce el consumo de aire, siempre que en el diseño de la red se contemple que la humedad del aire será mínima . A partir de este circuito principal se conectan las tuberías secundarias hasta los diferentes puntos de consumo de aire comprimido . De esta manera se consigue un suministro de aire más uniforme cuando los consumos son intermitentes, ya que el aire se da por dos caminos diferentes .

----- Finalmente, cuando los puntos de mayor consumo están muy lejos del compresor, se debe instalar una línea separada hasta estos puntos .

1.2.- Las fugas

En plantas industriales de aire comprimido con mantenimiento inadecuado, las mediciones de las pérdidas por fugas pueden revelar cifras muy altas. Se han registrado cifras de hasta el 30 % de la capacidad instalada. Esto es inaceptable, ya que con un gasto de manera moderada para la realización de el mantenimiento adecuado a la red, la pérdida por fugas se puede mantener entre el 5 y 10 % .

El costo de reacondicionamiento de instalaciones antiguas para reducir fugas es muy pequeño en comparación con la ganancia económica que se puede obtener sin fugas .

La tabla siguiente nos muestra el aumento en la cantidad de aire que se fuga, en función del tamaño del agujero por donde. También se muestra la potencia que se necesita para comprimir esa cantidad de aire . Una fuga a través de un agujero, consume aire constantemente, mientras que una herramienta neumática , por término medio solo el 40 - 50 % , es decir, la fuga consume el doble de potencia que necesitaría una herramienta con un consumo instantáneo igual a la fuga.

La magnitud de las fugas se obtiene midiendo la cantidad de aire suministrado por el o los compresores, para mantener la presión normal sin existir consumo de aire .(Tabla #20)

Las mediciones de las fugas son particularmente útiles si las pérdidas de aire se pueden determinar por cada sección del sistema de tuberías. De esta forma es más fácil establecer la causa de la fuga.

Diámetro del agujero		Fuga de aire a 8 bar	Potencia necesaria para su compresión
tamaño real	mm	l/s	kW
o	1	1	0,3
○	3	10	3,1
○	5	27	8,3
○	10	105	33

(Tabla #20)

Tabla que nos muestra el tamaño del agujero, la fuga y la pérdida de potencia que provoca .

Finalmente tenemos que si registramos a intervalos regulares la cuantía de las fugas, se simplifican, el control y mantenimiento de la red y sus fugas .

1.3.- Preparación del aire comprimido

En los capítulos anteriores vimos lo importante que son los elementos que ayudan a depurar el aire comprimido (secadores, enfriadores, separadores, etc.) a la salida del compresor , a través de la red de tuberías y en los puntos de utilización .

La energía del aire comprimido tiene una gama muy amplia de aplicaciones, es por eso que como se dijo anteriormente, es necesario darle la preparación adecuada . Si tenemos un sistema de instrumentación y control, este requiere de un aire con presión relativamente baja y exento de agua, aceite y polvo; ahora bien si tenemos herramientas como lo son las perforadoras o algunos motores rotativos y lineales, que requieren de un aire a presión alta, limpio, relativamente exento de agua, pero con lubricante. Estos ejemplos nos muestran algunas de las principales características del aire .

En resumen tenemos que el aire comprimido que da a una unidad, equipo o herramienta la energía que necesita, así como la calidad que esta requiere para dar un rendimiento optimo y tener una larga vida, el aire debe cubrir los puntos como:

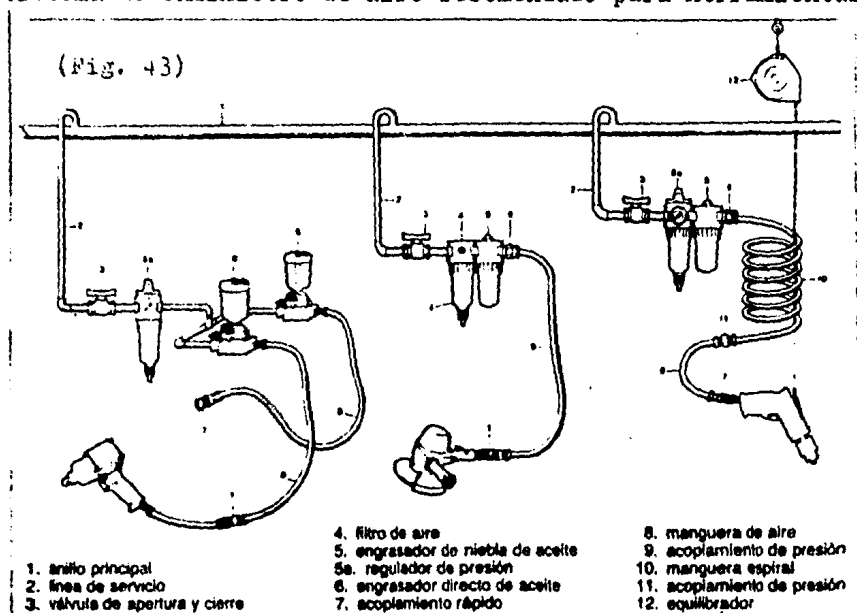
- a).- Sequedad adecuada (buena separación de condensados).
- b).- Pureza (libre de partículas de desgaste y polvos).
- c).- Presión (presión de trabajo).
- d).- Contenido de lubricante(lubricación si es necesaria).

1.4.- La velocidad de circulación del aire

La velocidad es otro factor importante en la red de distribución es por eso que se debe tener cuidado en mantenerla dentro del límite normal que es de 6 a 10 metros por segundo; ya que cuanto mayor es la velocidad de circulación, tanto mayor es la pérdida de presión en el recorrido hasta el punto de utilización .

Otra característica de la velocidad en la red de distribución , es la de dar una lubricación adecuada y segura si la presión es la calculada de acuerdo al trabajo a realizar .

Sistema de suministro de aire recomendado para herramientas.



1.5.- Presión de trabajo

Como se dijo anteriormente esta presión es aquella a la cual operará el sistema . La presión depende del caudal dado por el compresor y el número de herramientas en el sistema .

El mantener la presión de trabajo dentro de lo calculado , nos da como resultados, rendimientos optimos y seguridad en el sistema, además de eliminar los desgastes excesivos en las herramientas y sus componentes en general .

2.- CONSUMO DE AIRE COMPRIMIDO

El caudal de aire comprimido es un factor importante en el diseño de la red de distribución . Este caudal esta en función del consumo de aire que se origina en toda la red y de la capacidad del compresor .

A continuación se definen algunos de los conceptos más importantes en el consumo de aire comprimido .

2.1.- Consumo específico

Se llama consumo específico, al requerido por la herramienta o equipo, o por el útil para el servicio continuo y a la presión de trabajo dada por el fabricante . El consumo específico se expresa en litros por minuto o en metros cúbicos por minuto .

Existe otro elemento que va relacionado al consumo específico del aparato o herramienta , este elemento es el 'coeficiente de utilización'.

2.2.- Coeficiente de utilización

En la determinación de la capacidad del compresor necesaria para alimentar una herramienta, máquina o grupo de accionamientos neumáticos, interviene además del consumo específico , el tiempo que el componente neumático esta parado por la índole de su trabajo . Este margen de operación intermitente, o factor de servicio, se denomina coeficiente de utilización y varia según el servicio de cada herramienta .

A continuación se presentan algunas herramientas y equipos con sus coeficientes aproximados . Son estos de los equipos de los más comunes en talleres e industria en general .

Tabla de coeficientes .aproximados para herramientas

Atornilladores	-----	25 %
Amoladoras	-----	40 %
Remachadores	-----	50 %
Taladros	-----	25 %
Lijadoras	-----	50 %
Roscadoras	-----	30 %
Pistoleta p/limpieza	-----	10 %
Máquinas de soldar	-----	70 %

Para obtener la capacidad del compresor, bastará sumar los consumos de todas las herramientas que se desee emplear y hacer la reducción del tanto por ciento indicado, por trabajo no simultáneo .

2.3.- Coeficiente de simultaneidad

Cuando hay en funcionamiento diversas herramientas o todos los equipos que forman a la industria, el promedio de los coeficientes de utilización de cada una de ellas, nos dará una cifra denominada coeficiente de simultaneidad;

Debido a lo laborioso que resulta el determinar el coeficiente de utilización unidad por unidad(aunque si es posible hacerlo y siempre se tendrá un dato más exacto), se da una cifra global para cada área de la planta como ejemplo tenemos:

Fundiciones	-----	55 a 60 %
Talleres mecánicos	-----	40 a 45 %
Talleres de servicio	-----	35 a 40 %
Astilleros	-----	50 a 60 %
Construcciones metálicas	-----	45 a 50 %
Construcciones varias	-----	20 a 25 %

3.- DISPOSICION DE LAS REDES DE AIRE COMPRIMIDO

Una vez fijados presión, caudal, pérdida de presión y la velocidad de circulación, ya se está en condiciones de dimensionar la instalación y de encontrar los diámetros adecuados de tubería .

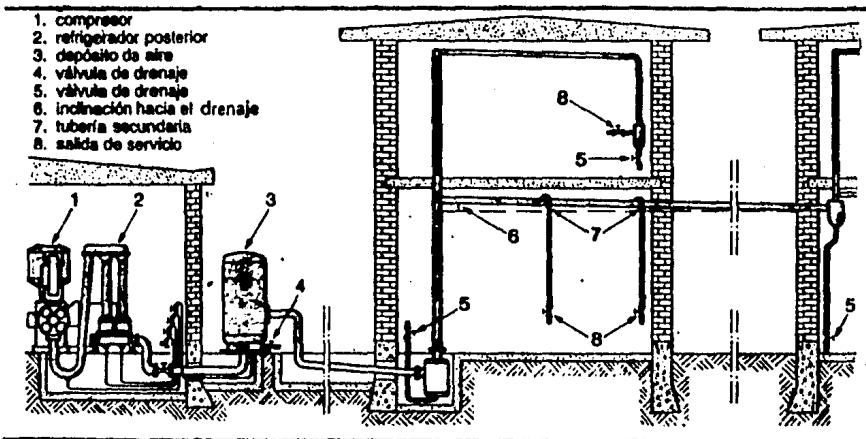
Al ver los puntos de consumo ya ubicados, las máquinas o los equipos y su ubicación, así como la estructura del edificio y conociendo el grado de sequedad del aire, etc., se podrá

establecer la disposición gráfica de la red de tuberías, adoptando el sistema de circuito abierto o el circuito cerrado .

Sí el aire comprimido a emplear lleva a la salida del compresor un equipo de secado total (bien sea frigorífico o de adsorción), la red puede hacerse en circuito cerrado, ya que no importa montar con pendiente tuberías, ni como se efectúan las tomas, pues la ausencia de humedad en el aire evita la temida agua en el lugar de trabajo . Igualmente en el montaje en circuito abierto, al existir un secador de humedad, la red no tendrá problema de agua en el punto de consumo .

Sí la instalación no lleva secador de aire a la salida del compresor y solo lleva un refrigerador posterior, que es la disposición más frecuente en la mayoría de las instalaciones y por lo tanto en la red y puntos de trabajo habrá condensaciones de agua, el evitarla resulta lo más importante, por lo que los métodos siguientes son los más indicados para la eliminación del agua : separadores, tendido de red con pendientes, purgas automáticas o manuales y filtros en los puntos de trabajo . (Fig. 44)

Sistema de tendido de red con pendiente para evitar la condensación de agua en los puntos de trabajo. (Fig.44)



IX.- TUBERIAS

El aire comprimido es transportado como se sabe, desde el depósito (pocas veces desde el mismo compresor) hasta los lugares o puntos de utilización, a través de la red de distribución. Esta red de distribución o de conducciones se conoce también bajo el nombre genérico de tuberías. (Fig. 45)

1.- TUBERIAS PRINCIPAL, SECUNDARIA Y DE SERVICIO

Dentro de la red de conducciones se distinguen tres tipos de tuberías que son:

- a).- Tubería principal o madre.
- b).- Tuberías secundarias.
- c).- Tuberías de servicio.

a). - Tubería principal

Se llama así a la línea de aire que sale del depósito y conduce la totalidad del aire comprimido. Esta debe tener la mayor sección posible y prever un margen de seguridad en cuanto a futuras ampliaciones.

La velocidad máxima del aire en esta tubería es de 8 m/s.

b). - Tuberías secundarias

Son estas tuberías las que toman el aire de la tubería madre y se ramifican por todas las áreas de trabajo y de ellas salen las tuberías de servicio. El caudal de aire que transportan es el correspondiente a la suma de los parciales que de ellas se deriven. Es también conveniente prever alguna futura ampliación al calcular su diámetro.

c). - Tuberías de servicio

Tuberías de servicio o también bajantes, son las que alimentan a los equipos neumáticos. Estas tuberías toman su caudal de aire de las tuberías secundarias.

Las tuberías de servicio llevan los enchufes rápidos y las mangueras de aire, así como los grupos filtro - regulador - lubricador.

Sus dimensiones son de acuerdo al número de salidas o tomas, procurando que no se coloquen más de dos o tres enchufes rápidos en cada una de ellas. No deben ser las tuberías de un

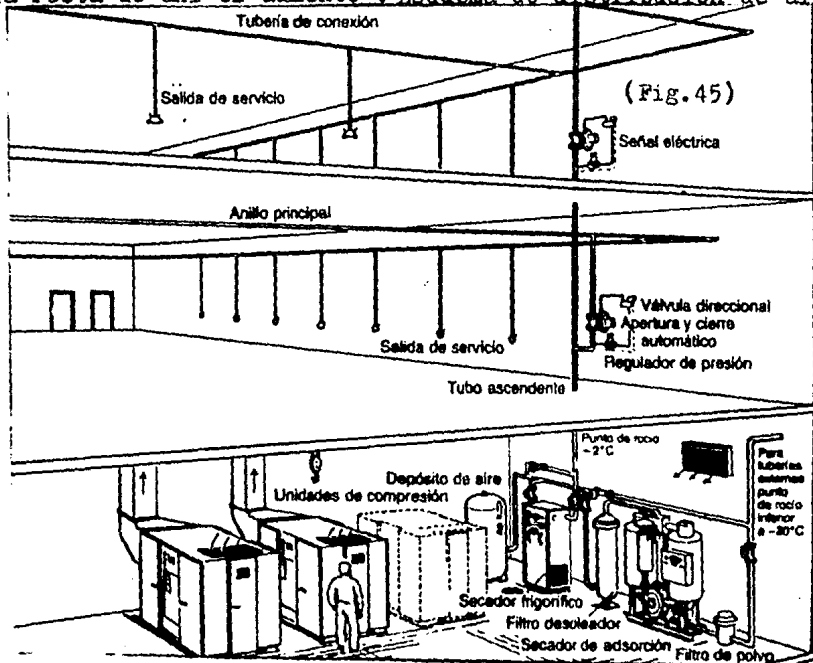
diámetro inferior a media pulgada, ya que si el aire está sucio, puede obstruirlas .

La velocidad máxima del aire en la tubería es de 15 m /s .

2.- CALCULO DE TUBERIAS

Para el cálculo de tuberías, lo mas práctico es usar los diferentes nomogramas . Los nomogramas nos ayudan a determinar la caída de presión, el caudal de aire, la velocidad del aire, el diámetro de la tubería; la longitud de la tubería; la presión de trabajo y el tipo de tubería, siendo estos los parámetros principales en tuberías .(Figs. 46,47 y 48)

Dentro del sistema de conducciones o tuberías existenodos , curvas, variaciones de diámetro, válvulas, etc., por lo que la longitud de la tubería deberá aumentarse (en el cálculo se considera este aumento) de acuerdo a la longitud equivalente de las conexiones . Esta longitud de tubería se debe a la resistencia que puede provocar una conexión en la red, siendo esta resistencia la equivalente a dicha longitud de tubería recta de ahí el aumento . Esquema de distribución de aire














(Tabla # 21)			Longitud de tubería equivalente en m										
			Diámetro interior de tubería en mm										
			25	40	50	80	100	125	150	200	250	300	400
válvula de compuerta	totalmente abierta semicerrada		0.3 5	0.5 8	0.6 10	1.0 16	1.3 20	1.6 25	1.9 30	2.6 40	3.2 50	3.9 60	5.2 80
válvula de mariposa	totalmente abierta		1.5	2.5	3.0	4.5	6	8	10	-	-	-	-
válvula de globo	totalmente abierta		4	6	7	12	15	18	22	30	36	-	-
válvula esfera	totalmente abierta		7.5	12	15	24	30	36	45	60	-	-	-
válvula en el retorno pivotante	totalmente abierta		2.0	3.2	4.0	6.4	8.0	10	12	16	20	24	32
codo curvado	$R = 2d$		0.3	0.5	0.6	1.0	1.2	1.5	1.8	2.4	3.0	3.6	4.8
codo curvado	$R = d$		0.4	0.6	0.8	1.3	1.6	2.0	2.4	3.2	4.0	4.8	6.4
ángulo 90			1.5	2.4	3.0	4.8	6.0	7.5	9	12	15	18	24
te-jodo recto			0.5	0.8	1.0	1.6	2.0	2.5	3	4	5	6	8
te-jodo angular			1.5	2.4	3.0	4.8	6.0	7.5	9	12	15	18	24
reductor			0.5	0.7	1.0	2.0	2.5	3.1	3.6	4.8	6.0	7.2	9.6

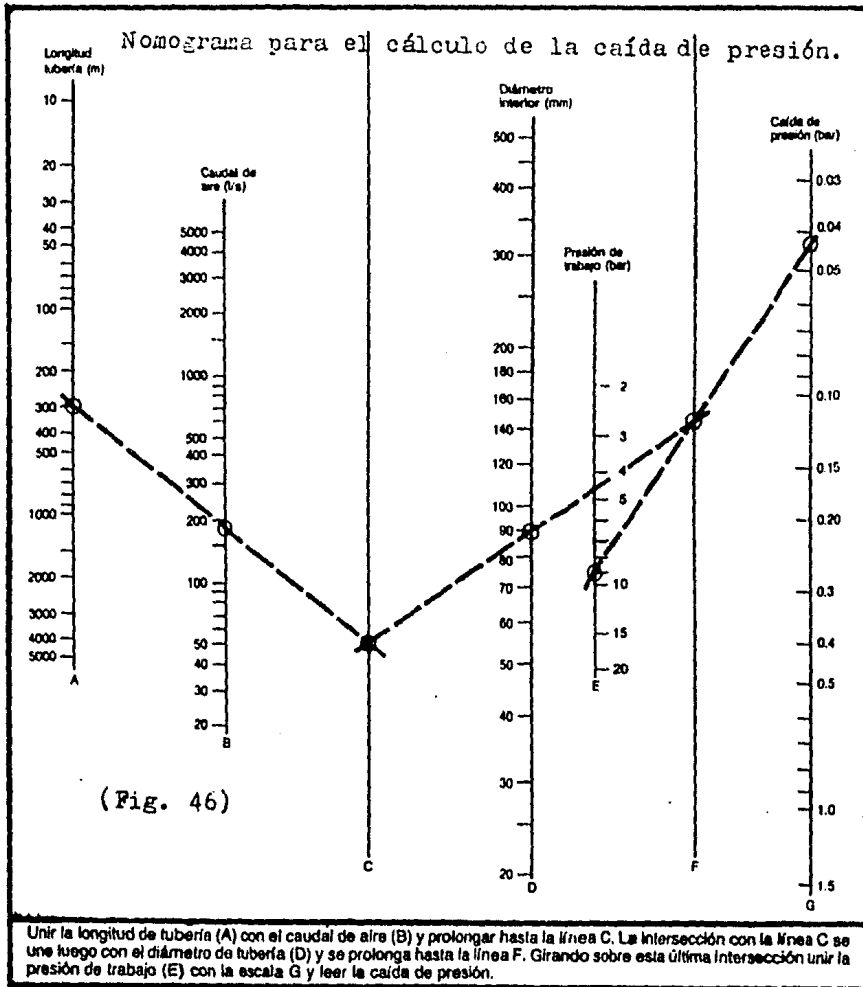
Tabla que nos muestra la longitud que ha de aumentarse a la tubería para compensar conexiones y acoplamientos .
(solo para los cálculos)

La pérdida de presión real, entre dos puntos del circuito , será igual a la suma de todas las pérdidas de carga de los accesorios y la correspondiente a la tubería recta que los une .

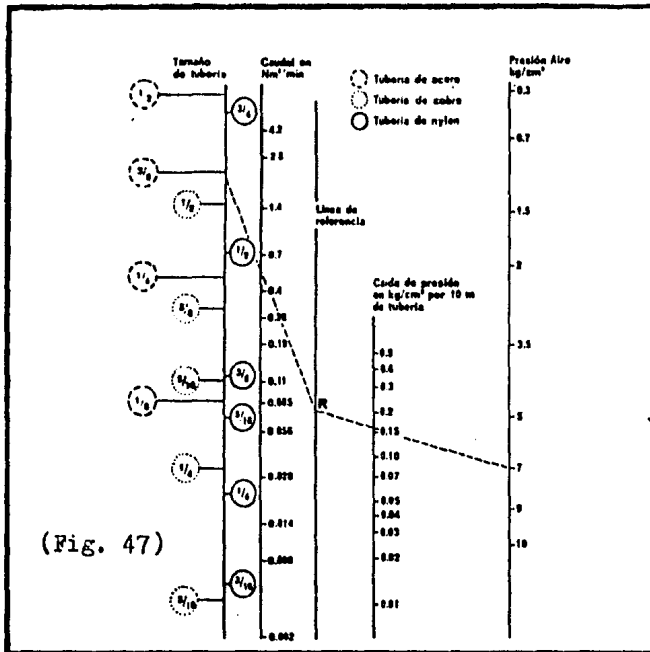
Ejemplo del cálculo de una tubería principal

¿Cuál sería la caída de presión, cuando un flujo de aire pasa por una tubería con un caudal de 180 litros / segundo, la presión de trabajo es de 9 bar, la longitud es de 300 metros y 90 mm es el diámetro?

Respuesta : Utilizando el nomograma siguiente, la solución es 0.04 bar .



Los nomogramas siguientes nos muestran como determinar de la manera más sencilla, la caída de presión y la velocidad del aire, así como una cualquiera de las cuatro incógnitas que se pueden presentar en el cálculo de tuberías, conociendo a las tres restantes .



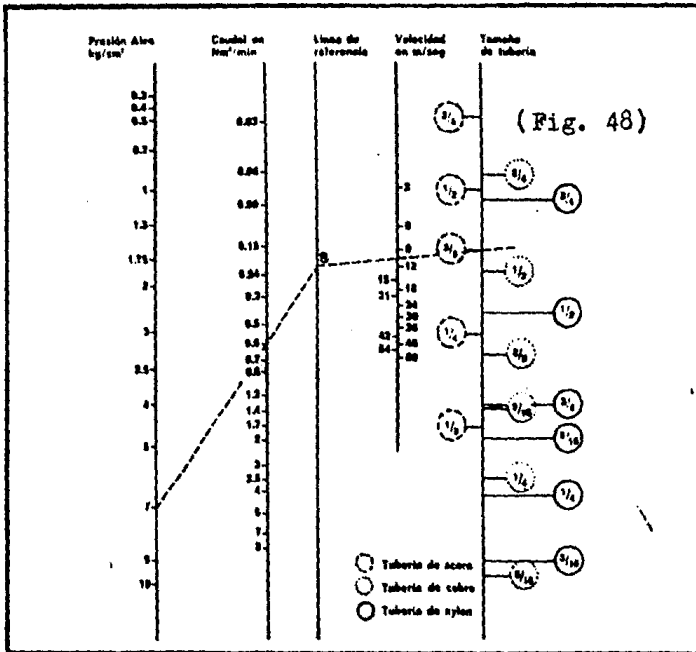
Nomograma para el cálculo de la caída de presión en Kg/cm^2 por cada 10 m de tubería .

A continuación se presentan dos ejemplos de la manera como se emplean los nomogramas .

1.- ¿ Qué caudal de aire pasará por una tubería de acero de $3/8''$ a una presión de $7 \text{ Kg}/\text{cm}^2$ para dar una caída de presión de $0.25 \text{ Kg}/\text{cm}^2$ con una longitud de 15 m?

$0.25 \text{ Kg}/\text{cm}^2$ en 15 m equivale a $0.25 / 15 = 0.16 \text{ Kg}/\text{cm}^2$ por cada 10 m de tubería .

Solución .- Se toma 7 Kg/cm^2 en la escala de presiones y , $0.6 \text{ m}^3/\text{min}$ en la caída de presiones; uniendo los dos puntos con una recta llegamos al punto "R" sobre la línea de referencia . Desde "R" se traza una recta hasta la tubería de $3/8"$ en acero y la intersección con la vertical indicativa del caudal nos da el valor de $0.6 \text{ m}^3/\text{min}$ para el caudal de aire libre buscado . (ver nomograma de la fig. 47)



Nomograma para determinar la velocidad del aire en m/seg .

2.- Con los datos del ejemplo anterior y el resultado obtenido en él, calcular la velocidad del aire .

Solución.- Uniendo el punto de 7 Kg/cm^2 en la escala de las presiones, con el de $0.6 \text{ m}^3/\text{min}$, tendremos el punto "S" en la línea de referencia. A continuación, uniendo "S" con el punto correspondiente a la tubería de acero de $3/8" \phi$, encontramos en la escala de velocidades el valor de $11 \text{ m}/\text{seg}$. (Nomograma de la fig. 48)

FLUJO MAXIMO DE AIRE RECOMENDADO (scfm)

A TRAVES DE TUBERIA 40 A S.N.I. DE PESO NORMAL

Para ser utilizada como guía en diámetro de tubería y equipo para sistemas de aire comprimido.

Presión Aplicada PSIG	DIAMETRO NOMINAL DE TUBERIA-PULGADAS										
	1/8	1/4	3/8	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	2-1/2	3
5	0.5	1.0	2.7	4.9	6.6	13	27	40	80	135	240
10	1.0	2.0	5.0	7.7	11.0	21	40	64	125	200	370
20	1.3	3.0	6.6	13.0	18.5	35	75	110	215	350	600
40	2.5	5.5	12.0	23.0	34.0	62	135	200	385	640	1150
60	3.5	8.0	18.0	34.0	50.0	93	195	290	560	900	1600
80	4.7	10.5	23.0	44.0	65.0	120	255	380	720	1200	2100
100	5.8	13.0	29.0	54.0	80.0	150	315	470	900	1450	2600
150	8.6	20.0	41.0	80.0	115.0	220	460	680	1350	2200	3900
200	11.5	26.0	58.0	108.0	155.0	290	620	910	1750	2800	5000
250	14.5	33.0	73.0	135.0	200.0	370	770	1150	2200	3500	6100

Los valores de flujo en esta tabla están basados en una caída de presión (ΔP)

Como sigue:

Caída de presión (ΔP) en 100 pies de tubería

10% de presión aplicada

5% de presión aplicada

Diámetro en Pulgadas

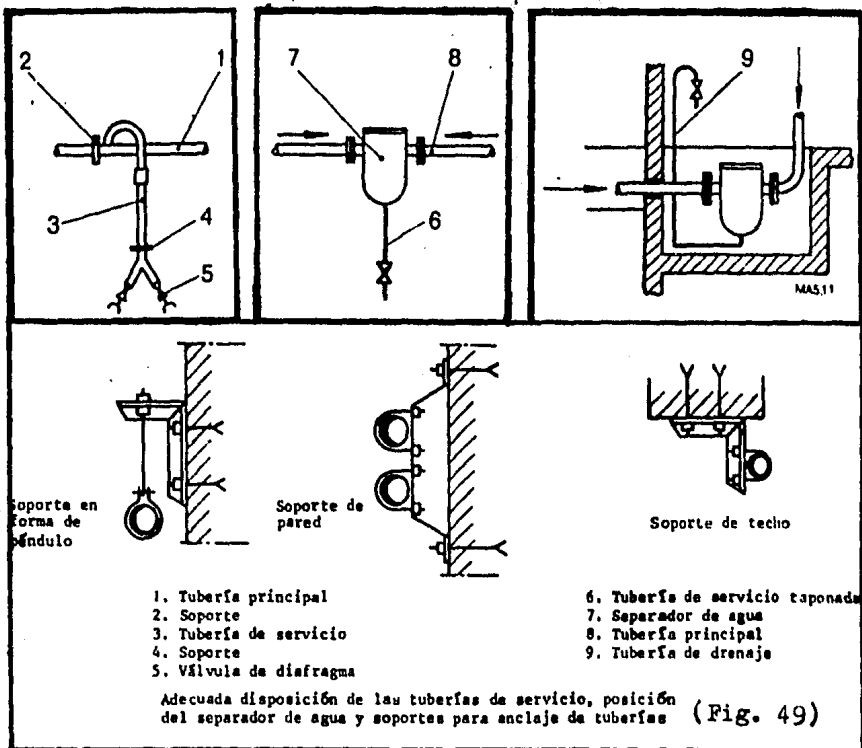
1/8, 1/4, 3/8, 1/2

3/4, 1 1/4, 1 1/2, 2, 2 1/2, 3

Tabla # 22 por cortesía de NORGREN Co.

3.- COLOCACION DE TUBERIAS

Las características del local son un factor importante en la instalación de la red de tuberías. Por ejemplo en minas, túneles, etcétera, donde a veces se soporta la tubería en forma horizontal; justamente debajo del techo, donde quedan protegidas contra el agua y golpes por caídas de rocas. En las industrias donde el consumo de aire comprimido está repartido en extensas áreas, tales como astilleros, grandes plantas industriales; las tuberías son suspendidas en el aire o alternativamente enterradas en el suelo y a cierta profundidad para protegerlas del hielo. Las tuberías a la intemperie se emplean también debido a su fácil inspección, pero deben recibir continuamente mantenimiento, ya que pueden dañarse merced a la herrumbre. (Fig. 49)



En resumen tenemos que el montaje más práctico de tuberías, es el aéreo, ya que permite una mejor inspección y un buen mantenimiento, además de facilitar la disposición de las bajadas de servicio y de los puntos de drenaje . En el montaje las conducciones se deben de sujetar de tal manera que cuando se produzcan fluctuaciones de temperatura, puedan desarrollarse las variaciones longitudinales, sin tensiones ni deformaciones .

4.- ACCESORIOS PARA TUBERIA

El seleccionar en forma adecuada los accesorios, da como resultado que el equipo instalado funcione correctamente .

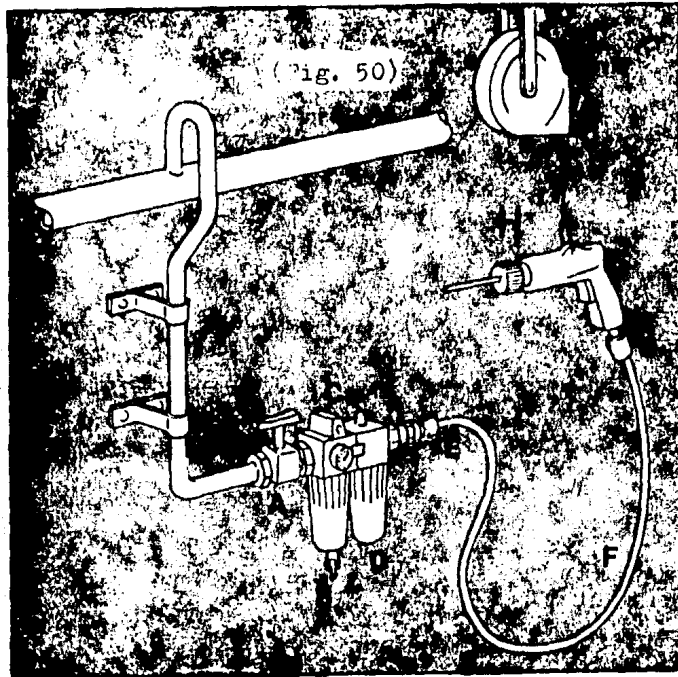
Los accesorios deben tener : alta calidad con baja caída de presión (la caída de presión para una pieza no debe de exceder de 0.2 bar), ser estables, resistir al trato rudo y deben también ocupar poco espacio .

Son los accesorios la parte del sistema que sucede a la línea de servicio . La selección de los mismos depende del lugar y aplicaciones que se le den al aire comprimido . Son en general los accesorios los que nos ayudan a unir a una herramienta o equipo a la red de aire . (Fig. 50)

Los principales accesorios son :

- Válvula , se recomienda que sea de compuerta .
- Filtro , se recomienda con purga automática o semiautomática. La función del filtro es la de separar impurezas tales como óxido, aceites y agua .
- Regulador de presión , es usado para herramientas de a priete, también cuando es necesario tener una presión estable en la herramienta o equipo y la presión no es igual en toda la red .
- Lubricador , es empleado en casos en los que las herramientas tienen tiempos de trabajo frecuentes y cortos.
- Uniones y/o conexiones rápidas , están unidas a las ex tremidades de las mangueras y además aumentan la flexi bilidad en el local de trabajo .
- Manguera , normalmente es de 3 a 5 metros de longitud, liviana y flexible de pvc .
- Balancin , es un medio auxiliar para aliviar al operador del peso de la herramienta .

PRINCIPALES ACCESORIOS P/TUBERIA



- | | |
|--------------------------|-----------------|
| A.- Válvula | E.- Conexión |
| B.- Filtro | F.- Manguera |
| C.- Regulador de presión | G.- Balancin |
| D.- Lubricador | H.- Herramienta |

5.- COLORES BASICOS EN TUBERIAS

Los colores básicos se emplearán en las instalaciones ya que es de primordial importancia la caracterización de las condiciones y estado de los fluidos transportados. (Fig. 51)

De acuerdo a la importancia y la clase de fluido e instalación se pintarán las tuberías de color básico, a juicio del usuario, de acuerdo a una de las siguientes formas :

- a).- En toda su longitud.
- b).- En una cierta longitud.
- c).- En una banda longitudinal .

Los colores básicos serán :

Fluido	Color
Agua -----	verde oscuro
Vapor -----	rojo fuerte
Aire -----	azul moderado
Gases para alumbrado -----	amarillo vivo
Aceites combustibles y lubrica. -----	pardo moderado
Líquidos y gases químicos -----	gris medio
Productos no especificados -----	negro



Vista parcial de un grupo de tuberías , colocadas debajo del techo , donde quedan protegidas contra el agua y golpes. Por otra parte, se pueden apreciar los diferentes colores que ca da una de las tuberías presenta de acuerdo al fluido que es tá transportando . (Fig. 51)

6.- CONSIDERACIONES SOBRE TUBERIAS DE AIRE COMPRIMIDO

Siendo las tuberías un factor tan importante en la instalación de aire comprimido, es vital el tener en cuenta los siguientes puntos, para hacerlas más funcionales .

a).- Primeramente es necesario saber que las tuberías para la conducción del aire comprimido, deben ser de acero estirado sin soldadura, siendo así eliminados los riesgos de fugas por el cordón de soldadura de la tubería de acero o por la porosidad del material al emplear tubería galvanizada .

b).- Las tuberías principales deben ser ampliamente dimensionadas para poder atender la demanda de aire sin pérdida excesiva de presión y estar ligeramente inclinadas (de 1/200 a 1/400) en el sentido del flujo, siendo esto con el fin de que el agua que se condense se drene en la misma dirección que tiene el aire comprimido, colocando en el extremo de la tubería un ramal de bajada, provisto de una purga, ya sea manual o automática para evacuar el agua acumulada .

c).- No deben hacerse nuevas tomas de aire en tuberías existentes, sin comprobar antes que sus diámetros son aún suficientes para conducir una cantidad adicional de aire .

d).- Las tomas de aire para bajantes o tuberías de servicio no deben hacerse nunca en la parte inferior de la tubería que ha de alimentar la bajante, sino en la parte superior , debido esto a que el agua condensada circula por efecto de la gravedad, por la parte inferior de la misma tubería alimentadora. El agua es recogida en los distintos puntos de purga de donde sale de la tubería .

X.- ASPECTOS IMPORTANTES EN EL DISEÑO DE UNA INSTALACION DE AIRE COMPRIMIDO .

Dentro del diseño de una instalación de aire comprimido, encontramos varios puntos que son claves para dar los resultados deseados . Estos son los siguientes :

- 1.- Las necesidades de la planta .
- 2.- La localización de los puntos de consumo .
- 3.- La capacidad y el número de compresores .
- 4.- Algunas recomendaciones .

1.- NECESIDADES DE LA PLANTA .

Para iniciar el diseño de la planta que utilizará la energía neumática, se analizará el número y tipo de necesidades de aire comprimido como primer punto . El conocimiento de las necesidades, nos ayuda a dimensionar adecuadamente nuestras líneas (red) ; así como también nos dará el número y capacidad de los compresores . El efectuar estos pasos en forma adecuada, hace que el uso del aire comprimido en la planta resulte más económico que el emplear otro tipo de energía .

2.- LA LOCALIZACION DE LOS PUNTOS DE CONSUMO .

Después de conocer las necesidades de aire, se ha de levantar un plano acotado de la planta, en donde se va a instalar la red de aire ; situando los puntos de consumo y anotando él mismo . La sala de compresores y el depósito son igualmente en éste plano localizados . (Fig. 52)

3.- CAPACIDAD Y NUMERO DE COMPRESORES .

La capacidad del compresor o compresores, está dada por el consumo medio del conjunto de utilizaciones de aire en las plantas o talleres industriales .

La elección del compresor o compresores , se debe hacer de acuerdo al tipo y capacidad calculada y además de que el fabricante nos debe de dar todos los datos de su equipo en unidades de acuerdo con los del estudio de la instalación . Las unidades pueden ser en litros o metros cúbicos por minuto de aire libre suministrado a la presión de trabajo que en general es de 7 Kg/cm^2 .

El procedimiento siguiente es empleado para encontrar la capacidad del compresor o compresores , que son requeridos por la planta en función de sus necesidades .

a).- Se estudian detenidamente todas las aplicaciones que en la planta puede tener el aire comprimido, siendo el resultado de este estudio el tipo y número de la herramienta y/o equipo necesario .

b).- Se anota cada tipo de herramientas o equipos, su número y consumo específico en litros /minuto o en metros cúbicos por minuto .

c).- Se determina el consumo total promedio del aire libre de todas las herramientas o equipos anotados .

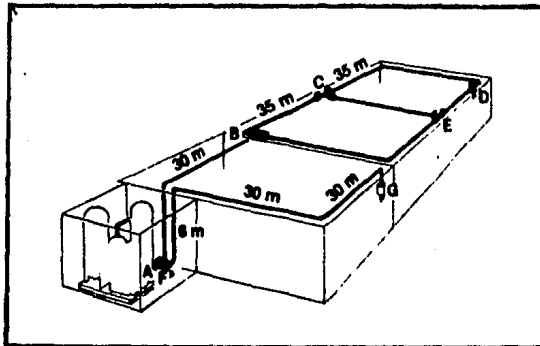
d).- Se establece el coeficiente de utilización individual o el coeficiente de simultaneidad global .

e).- El consumo total promedio de aire libre se multiplica por el coeficiente de simultaneidad para tener la cantidad de aire que deberá suministrar el compresor .

f).- De un 5 a 10 % se añade al consumo de aire computado, para compensar las pérdidas de aire en el sistema .

g).- También ha de añadirse un porcentaje de consumo de aire por posibles ampliaciones. Este dato debe tenerse muy en cuenta para no rebasar la disponibilidad del sistema .

h).- La suma de todos estos valores nos dará el consumo de aire total correspondiente al estudio antes realizado .



(Fig. 52) Localización de los puntos de consumo .

4.- RECOMENDACIONES .

Como complemento a los puntos anteriores se recomienda el tener en cuenta los siguientes principios .

a).- Trazado de la red según la configuración del edificio y las actividades que se desarrollan dentro de la planta .

b).- Tendido de la tubería de modo que sistemáticamente se elijan las distancias más cortas y procurando que las conducciones sean lo más rectas, evitando siempre que sea posible, el colocar codos, codos dobles, tes, reducciones o cambiar de dirección .

c).- Montaje siempre aéreo de la red de tuberías, pues así , se consigue una mejor inspección y un buen mantenimiento. Es normalmente suspendida de los techos o paredes del edificio, ya que con ello se facilita también la disposición de las bajadas de servicio y de los puntos de drenaje .

d).- Si por alguna razón hubiese que colocar las tuberías en una galería de servicio, se procurará que no estorben, además de que no tengan contacto con cables eléctricos .

e).- Sujeción, esta debe ser de tal manera que cuando se produzcan fluctuaciones de temperatura, se puedan desarrollar variaciones longitudinales sin tensiones ni deformaciones en la tubería .

f).- Colocación ; es siempre necesario poner llaves de paso en los ramales principales y secundarios, al objeto de que se puedan revisar las tuberías o hacer nuevas derivaciones y sin parar los compresores .

g).- Cuando se forma un cambio de dirección o de pendiente , se debe colocar una purga, puesto que el agua condensada se queda estancada en el punto de cambio .

h).- Es también la humedad un problema que se debe atender y estudiar si es conveniente un secado total o parcial de aire.

i).- La disposición de las purgas debe ser por la parte inferior de las tuberías y en los puntos bajos de la instalación.

j).- Utilizar los filtros, reguladores de presión y los lubricadores para hacer más eficientes las instalaciones .

EJEMPLO :

"DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA RED DE AIRE COMPRIMIDO"

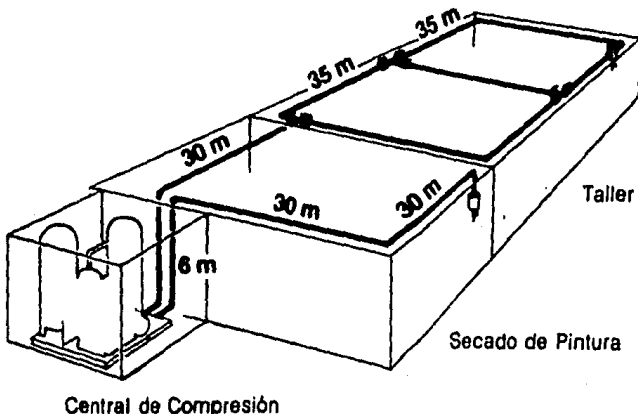
"Fabrica de aparatos electrodomésticos".

1.- Necesidades de la planta .

Las instalaciones consisten en una sala de ensamblaje, junto a una sección de secado de pintura . El aire será secado empleando un refrigerador posterior y colocando la tubería de modo que se pueda eliminar el condensado en caso de desconectar el secador. La presión de trabajo en la central será de 7 bar , en la sala de ensamblaje existirán 50 tomas de aire, en la sección de pintura será 8 la cantidad .

2.- Localización de los puntos de consumo .

La localización de los puntos de consumo, así como la sala de compresores y el depósito de aire está en función de las características del local . Para el local con que contamos , lo indicado es colocar la línea de distribución a lo largo de todas las paredes en la sección de secado de pintura . Se colocarán sobre soportes en lo alto de las paredes las líneas de distribución . Las líneas de servicio estarán a una altura de trabajo confortable . Se utilizarán también válvulas y filtros separadores en los puntos de acumulación de condensados . (Fig. 53) Red de aire comprimido.



Para calcular las necesidades de aire se elabora una tabla. El calculo se realiza multiplicando el consumo de aire por la cantidad de herramientas y por el grado de utilización , esto nos da como resultado un consumo de 60 litros/minute .

Por otra parte tenemos que de acuerdo al número y tipo de las herramientas y agregando un 10 % para compensar las fugas y 30 % por ampliaciones futuras , la red debe de dimensionarse para conducir 87 litros /segundo de aire .

La dimensión de las líneas es conocido por medio de los nomogramas y de acuerdo a la caída de presión que se desee, la longitud, la presión de trabajo y el flujo de aire .

TABLA PARA EL CALCULO DE LAS NESECIDADES DE AIRE

Herramienta	Consumo aire L/s	Cantidad de piezas	Grado de utilización	Necesida des L/s
Llave de impacto $\leq 1/2''$	8	5	0.2	8
Apretadora M8	9	5	0.2	9
Apretadora M 10	19	1	0.05	0.95
Taladro $\leq 12\text{ mm}$	5	6	0.3	9
Taladro $> 12\text{ mm}$	10	1	0.1	1
Rectificadora	8	5	0.1	4
Esmeriladora $\leq 6''$	10	5	0.15	7.5
Esmeriladora $> 6''$	27	2	0.15	8.1
Roscadora	6	3	0.1	1.8
Atornilladora	6	5	0.3	9
Pistola de limpieza	6	5	0.05	1.5

TOTAL DE NECESIDADES DE AIRE L/S

Consumo con correcciones	60
+	
Desgaste de las herramientas 5 %	3
+	
Fugas 10 %	6
+	
Expansión 30 %	<u>18</u>
	87

3.- Capacidad y número de compresores .

El compresor o compresores deben tener una capacidad de 87 litros por segundo de aire libre a la presión de trabajo .

Debido a su bajo coeficiente de simultaneidad, tenemos que el consumo es poco y más o menos largos sus períodos; es por lo que un compresor basta para el trabajo en la planta .

La tabla que se presenta a continuación nos muestra varios modelos de compresores de tornillo, encontrando que el modelo que se puede emplear es el "GA 507" que nos da 102 l /s .

PRESION	MODELO	CAPACIDAD de la unidad*			MOTOR recomendado	DIMENSIONES			PESO**
		l/s	m ³ /min	p.c.m.		A	B	C	
					HP	mm pulg	mm pulg	mm pulg	kg lb
7.0 bar	GA 207	54	3.9	115	25	1929 75.9	940 37.0	1050 41.3	545 1200
	GA 507	102	6.1	216	50	1972 77.6	940 37.0	1080 41.3	545 1420
	GA 707	141	8.5	296	75	2146 84.5	950 37.4	1205 47.4	671 1920
	GA 807	225	13.5	477	100	2880 109.4	1400 55.1	1650 55.0	2030 4475
	GA 1107	317	19.0	672	150	2880 112.6	1400 55.1	1650 55.0	2120 4634
	GA 1207	366	22.0	775	200	3080 121.3	1400 55.1	1650 55.0	2410 5313
	GA 1407W	450	27.0	953	250	2880 109.4	1400 55.1	1650 55.0	2470 5445

(Tabla # 23)

* Capacidad de la unidad medida de acuerdo con la norma ISO 1217.
Condiciones de referencia: Presión absoluta de aspiración 1 bar (14.5 lb/pulg²).
Temperatura de aspiración 15 °C.

** Incluyendo motor eléctrico.

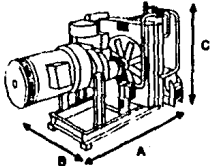


Tabla de compresores de tornillo (ATLAS COPCO).

4.- Recomendaciones .

Se recomienda realizar el mantenimiento preventivo de manera continua al compresor así como a la red y accesorios, lo que ayuda a eliminar fugas y fallas que entorpecerían el proceso productivo de la planta .

XI.- CONEXIONES EN LOS PUNTOS DE CONSUMO .

En general la caída de presión y fugas en una instalación de aire comprimido, se deben a la unión entre los racores de em palme y la manguera o tubería de donde es tomado el aire .

Los tipos normales de acoplamientos existentes en el mercado son : los de garras y los de tipo rápido por cierre automáti co .

1.- ACOPLAMIENTOS DE GARRAS .

Este tipo de acoplamientos necesitan que se les anteponga una llave de paso para asegurar su cierre, pues en caso contrario el escape de aire sería evidente . (Tabla # 24)

Los acoplamientos de garras se ajustan independientemente de su tipo de racor o rosca de conexión . Estan hechos de acero forjado, templado, cincado. Son resistentes al desgaste y al trato rudo; el paso interior y las superficies de ajuste estan finamente mecanizados para conseguir una mínima fricción.

Los acoplamientos estan fabricados para una presión máxima de trabajo de 10 bar (145 lb/pulg.²).

2.- ACOPLAMIENTOS RAPIDOS .

Son la respuesta sencilla y segura cuando se necesitan cambiar de una a otra herramienta, o para efectuar las conexio nes neumáticas rápidas . Su tamaño que es pequeño hace su ma nejo sencillo en combinación con las herramientas ; no necesitan llave de paso y se manejan con una sola mano gracias a el elemento de autosujeción . (Figs. 54 y 55)

El tamaño se selecciona de acuerdo al caudal a manejar .

La gama de caudales menores que 13 litros / segundo (28pies cúbicos/minuto), usa conexiones de 1/4 a 3/8 de pulgada. La presión máxima de trabajo es de 16 bar (235 lb / in²).

La gama mayor, para conexiones de 3/8 a 5/8 de pulgada , es aconsejable para herramientas con consumos hasta de 30 li-- tros/segundo (64 pies cúbicos/minuto). Su presión máxima de trabajo es 10 bar (145 lb/in²) .




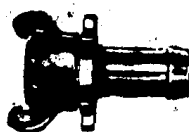

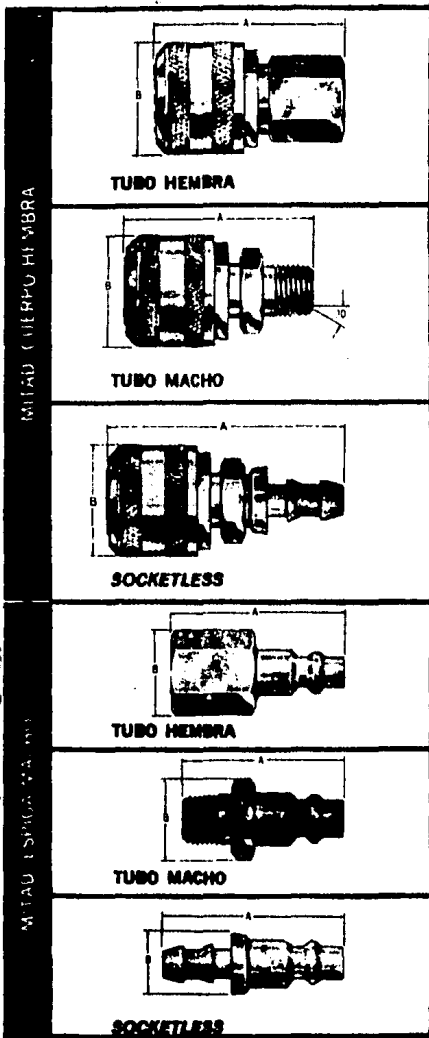
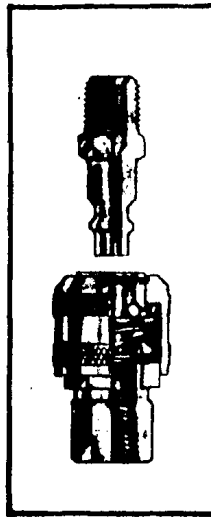
	Nº de la pieza	Racor de manguera, pulgadas	Diámetro		Peso		<p>Acoplamiento de mordaza con racor de manguera El tamaño uniforme de las mordazas, permite que se correspondan los diferentes tamaños de los acoplamientos de mordaza.</p>
	9000 0308	3/8	5,0	0,20	0,11	0,24	
	9000 0309	1/2	8,0	0,31	0,13	0,29	
	9000 0310	3/4	10,5	0,41	0,14	0,31	
	9000 0311	1	13,5	0,53	0,145	0,32	
	9000 0312	1	17,0	0,67	0,15	0,33	
	9000 0313	1	22,0	0,87	0,17	0,37	
	Nº de la pieza	Rosca macho de tubo, pulgadas	Diámetro		Peso		<p>Acoplamientos de mordaza con rosca macho. Se puede entrelazar con cualquier tamaño de acoplamiento de mordaza. Corto y gran diámetro interior.</p>
	9000 0300	3/8	11,2	0,44	0,11	0,24	
	9000 0301	1/2	14,8	0,58	0,12	0,28	
	9000 0302	3/4	19,0	0,75	0,13	0,28	
	9000 0303	1	25,5	1,00	0,13	0,28	
	Nº de la pieza	Rosca hembra de tubo, pulg.	Diámetro		Peso		<p>Acoplamiento de mordaza, con rosca hembra, con capacidad de entrelazarse con cualquier tamaño de acoplamiento de mordaza. Corto y gran diámetro interior.</p>
	9000 0304	3/8	15,0	0,59	0,12	0,26	
	9000 0305	1/2	18,6	0,73	0,135	0,30	
	9000 0306	3/4	24,0	0,95	0,14	0,31	
	9000 0307	1	25,0	1,00	0,15	0,33	
	Nº de la pieza	Racor de manguera, pulg.	Diámetro		Peso		<p>Acoplamiento de mordaza con tuerca de sujeción y racor de manguera. Se puede combinar con cualquier otro tipo de acoplamiento de mordaza.</p>
	9000 0280	3/8	8,0	0,31	0,285	0,63	
	9000 0281	1/2	10,5	0,41	0,285	0,63	
	9000 0282	3/4	13,5	0,53	0,29	0,65	
	9000 0283	1	17,2	0,69	0,325	0,72	
	9000 0284	1	22,0	0,97	0,315	0,70	
	Nº de la pieza	Para					<p>Empaquetaduras genuinas Atlas Copco, hechas de goma resistentes al aceite y a la temperatura. Se necesita una empaquetadura para cada acoplamiento.</p>
	9000 0000	8000 0300 hasta 9000 0313 inclusive					
	9000 0015	8000 0280, 9000 0281 y 9000 0282					
	9000 0288	9000 0263 y 9000 0284					

Tabla # 24 de conexiones tipo garra (cortesía de ATLAS COPCO)



(Fig. 54)

Coples Rápidos para Aire



(Fig. 55)

XII.- HERRAMIENTAS NEUMATICAS .

Las herramientas neumáticas presentan una serie de ventajas con respecto a las otras que emplean la energía eléctrica .

Dentro de las herramientas neumáticas se puede hacer una división que es la siguiente :

- a).- Herramientas de percusión .
- b).- Herramientas de tipo rotativo .

Antes de continuar veamos por qué son ampliamente utilizadas las herramientas neumáticas .

1. Tienen potencia elevada en relación a su peso .
2. Se pueden sobrecargar sin dañarse .
3. Son auto-refrigeradas y adecuadas para usarse en ambientes explosivos o con humedad .
4. Son seguras y pueden trabajar largos períodos sin crear fatiga debido a su diseño .
5. La velocidad de la herramienta se puede controlar, así como el par de rotación .

- a).- Herramientas de percusión .

Dentro de este grupo se encuentran los martillos picadores, perforadoras y remachadores . (Fig. 56)

Los componentes más importantes son : mecanismo de percusión, útil de trabajo (cincel), útil retenedor y el sistema de válvula principal .

- b).- Herramientas rotativas .

Las herramientas rotativas tienen como elemento principal un motor neumático . Los más comunes son los de pistón, turbinas y los de aletas . (Fig. 57)

Algunas de las herramientas rotativas son : polipastos, taladradora con empuñadura recta o de pistola, atornillador, lijadora en ángulo, llave de impacto , etc..

3.- TUBERIA DE NYLON, MANGUERA DE PVC, DE GOMA Y ELASTICA

Como norma, para componentes neumáticos se utilizan tubos y mangueras de 'pvc', así como mangueras de goma y nylon; ya que evitan que el aire comprimido se contamine con cascari-llas y óxido .

a).- Tubería de nylon .

Es reconocido que el trabajo de los equipos neumáticos que emplean la tubería de nylon, es más eficiente debido a que no presentan contaminación de óxidos que pudieran obstruir los conductos del equipo por donde fluye el aire .

La presión máxima de trabajo es de 35 bar a temperaturas de -30°C hasta temperaturas de ambiente de 20°C. A 70°C la presión de trabajo es de 15 bar como máximo .

b).- Manguera espiral elástica .

Las mangueras son de 'nylon 11' y gracias a su gran elasticidad pueden alargarse y retraerse sin deformarse . Son excelentes para las herramientas neumáticas utilizadas a distancias variables a partir de una toma de aire fija .

c).- Manguera de goma .

Las mangueras de goma son utilizadas en minería y construcción y son capaces de resistir un trato rudo.

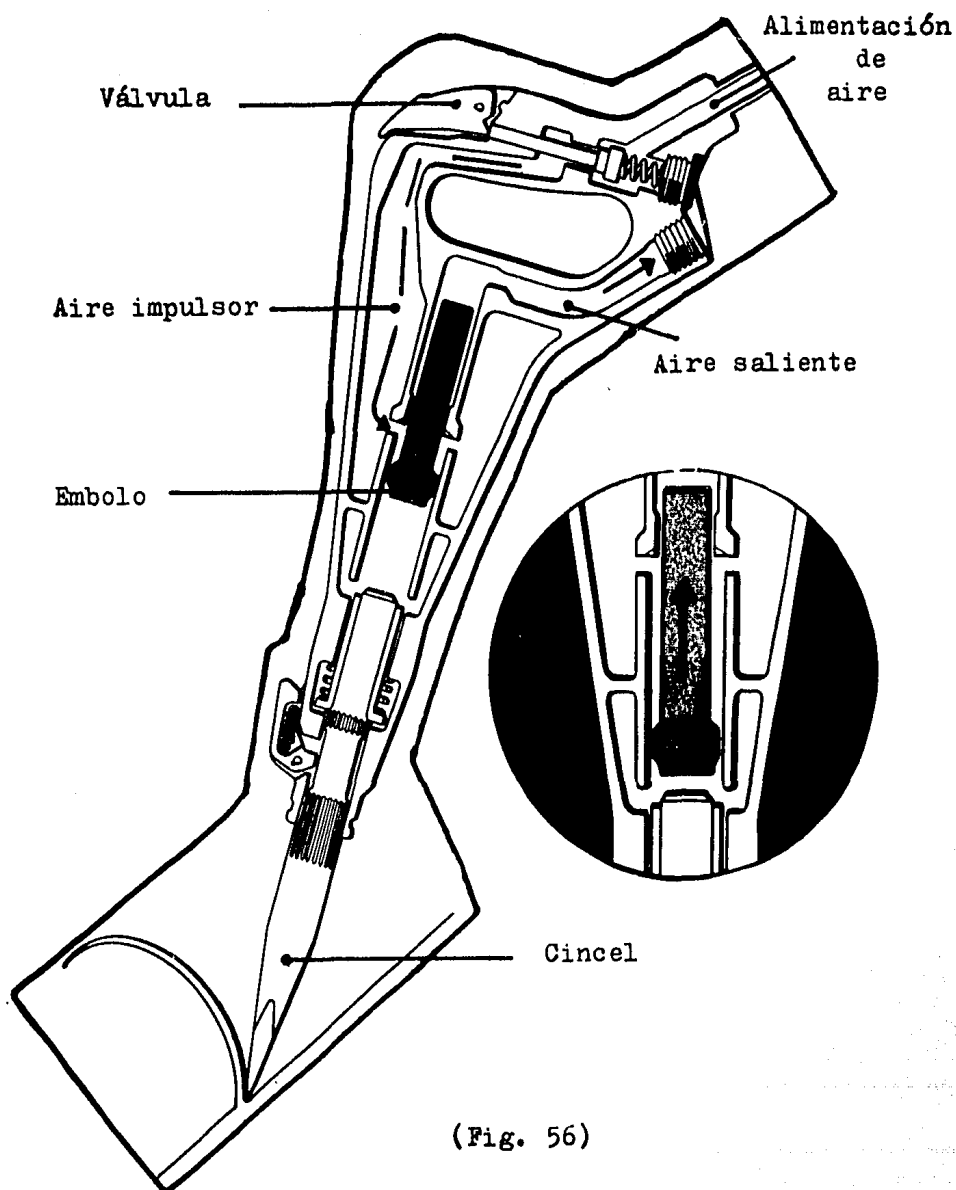
El tubo interior es de goma resistente al aceite con una superficie suave que reduce las caídas de presión . La cubierta exterior es de material fuerte, con gran resistencia al desgaste. Es también insensible al ozono, característica importante en mangueras permanentemente conectadas.

La presión máxima de trabajo es de 10 bar .

d).- Manguera de 'PVC' .

Este tipo de manguera se diseñó para cubrir las limitaciones de las otras mangueras .

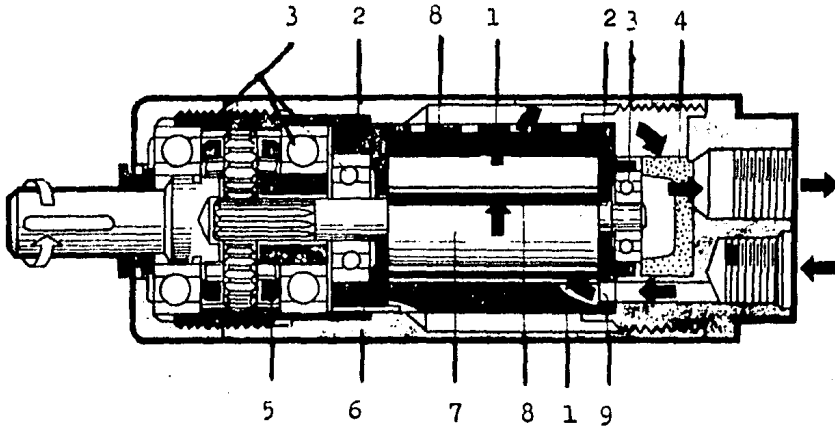
A temperatura normal en la sala de trabajo, la manguera de 'PVC' es superflexible, y sigue siendo flexible a bajas temperaturas . Aunque su utilización principal es el aire comprimido, se puede utilizar con aceites y refrigerantes. A la temperatura máxima de + 60°C la presión de trabajo debe ser reducida en un 50 % .



(Fig. 56)

Martillo de cincelar (herramienta de percusión).

Motor de aletas (elemento principal de las herramientas de tipo rotativo). (Fig. 57)



- 1.- Cilindro
- 2.- Tapa
- 3.- Rodamiento
- 4.- Silenciador
- 5.- Engranaje planetario
- 6.- Carcasa del motor
- 7.- Rotor
- 8.- Aleta
- 9.- Toma de aire del cilindro

C O N C L U C I O N E S

El aire comprimido es un elemento muy importante en el desarrollo industrial y es por eso que el objetivo primordial de este " Estudio del Aire Comprimido en Instalaciones Industriales ", es el de servir como un elemento de apoyo; ya que es necesario que el conocimiento del aire comprimido y su utilidad sean facilitados al estudiante de la carrera de " Ingeniero Mecánico Electricista ", al industrial, al instalador, al técnico que efectúa el mantenimiento y en general al profesorado que imparte alguna materia relacionada con los fluidos o materias afines .

Finalmente tenemos que en los últimos años la aplicación del aire comprimido en la industria en México , ha aumentado considerablemente; siendo este incremento de acuerdo al tamaño de la industria y a su producción, así como a las grandes ventajas que se ha observado se obtienen con el uso de ésta energía .

La diversidad de herramientas así como de mecanismos neumáticos existentes en el mercado, nos muestran la versatilidad del uso del aire comprimido en la industria en general.

BIBLIOGRAFIA

- 1.- "Manual de operación y mantenimiento de compresores JOY"
JOY Manufacturing Co.
- 2.-"Turbomaquinaria Térmica"
Claudio Mataix
Ed. Harla
- 3.- "Manual de operación y mantenimiento de compresores"
"Jacuzzi Universal S.A."
Monterrey N.L. , México
- 4.- "Aire comprimido"
E. Carnicer Royo
Ed. Gustavo Gili S.A.
Barcelona , España
- 5.-"Fundamentos de aire acondicionado y refrigeración"
Eduardo Hernández Goríbar
Ed. Limusa
- 6.-"Energía y máquinas térmicas"
Luis Arreola Quijada y Francisco Rosello Coria
Ed. Limusa
1ª edición 1983
- 7.-"Termodinámica y motores térmicos"
D. H. Marter
Ed. Uteha
- 8.- "Manual de hidráulica y neumática"
Festo