

300617

1A
201



UNIVERSIDAD LA SALLE

ESCUELA DE INGENIERIA
INCORPORADA A LA
U. N. A. M.

**" INSTALACION DE UN SISTEMA DE AIRE
COMPRIMIDO "**

TESIS PROFESIONAL

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE :

INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

P R E S E N T A :

RAMON PENICHE BERNAL

ASESOR DE TESIS :

M. EN I. RAUL MORALES FARFAN

MEXICO, D. F.

1996

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**



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 esta 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.



UNIVERSIDAD LA SALLE
ESCUELA DE INGENIERIA
INCORPORADA A LA
U.N.A.M.

"INSTALACION DE UN SISTEMA DE AIRE COMPRIMIDO"

TESIS PROFESIONAL
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
PRESENTA
RAMON PENICHE BERNAL

ASESOR DE TESIS
M. EN I. RAUL MORALES FARFAN



UNIVERSIDAD LA SALLE

ESCUELA DE (1)

INCORPORADA A LA U.N.A.M.

" NOMBRE DE LA TESIS "

"INSTALACION DE UN SISTEMA DE AIRE COMPRIMIDO"

TESIS PROFESIONAL
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE

INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

PRESENTA

NOMBRE DEL ALUMNO
RAMON PENICHE BERNAL

NOMBRE DEL ASESOR
M. en I. RAUL MORALES FARRAN

México, D. F. 22 de Abril

19 96 .

NOTA- (1) Este formato se utiliza para las carreras :
Arquitectura, Derecho, Filosofía, Ing. Civil, Ing. Mecánica Eléctrica,
Ing. Química y Químico Farmacéutico Biólogo.



UNIVERSIDAD LA SALLE

Al Pasante Señor: Ramón Peniche Bernal

En atención a su solicitud relativa, me es grato transcribir a Ud. a continuación el tema que aprobado por esta Dirección, propuso como Asesor de Tesis el Señor M. en I. Raúl Morales Farfán, para que lo desarrolle como tesis en su Examen Profesional de Ingeniero Mecánico Electricista con área principal en Ingeniería Mecánica.

"INSTALACION DE UN SISTEMA DE AIRE COMPRIMIDO"

con el siguiente indice:

	INTRODUCCION
	GENERALIDADES
CAPITULO I	ASPECTOS TEORICOS
CAPITULO II	TIPOS DE COMPRESORES
CAPITULO III	DISEÑO DE UN SISTEMA DE AIRE COMPRIMIDO
CAPITULO IV	CASO PRACTICO
CAPITULO V	EVALUACION ECONOMICA
	CONCLUSIONES
	BIBLIOGRAFIA
	GLOSARIO

Ruego a Ud., tomar debida nota de que en cumplimiento de lo especificado en la Ley de Profesiones, deberá prestar Servicio Social como requisito indispensable para sustentar Examen Profesional, así como de la disposición de la Dirección General de Servicios Escolares, en el sentido de que se imprima en lugar visible de los ejemplares de la tesis, el título del trabajo realizado.

A T E N T A M E N T E
"INDIVISA MANENT"
ESCUELA DE INGENIERIA
México, D.F., a 25 de Abril de 1996

M. en I. RAUL MORALES FARFAN
ASESOR DE TESIS

ING. EDMUNDO BARRERA MONSIVAIS
D I R E C T O R

INDICE

I N D I C E

	PAG.
INTRODUCCION	i
GENERALIDADES	
1. La evolución en la técnica del Aire Comprimido.	1
2. Definición de Aire Comprimido.	4
3. Exigencias del Aire Comprimido.	5
4. Propiedades del Aire Comprimido.	6
5. Aplicaciones del Aire Comprimido.	8
CAPITULO I ASPECTOS TEORICOS	
1. Definición y Composición del Aire.	11
2. Concepto de Aire Libre.	12
3. Definición de Presión.	15
4. Leyes Básicas de los gases.	18
4.1 Concepto de Sustancia Pura.	18
4.2 Elevación de Presión por Calentamiento.	20
4.3 Elevación de Presión por Variación de Volumen.	22
4.4 Compresión Dinámica.	26
4.5 Ley de Charle.	28
4.6 Ley de Gay-Lussac.	28
5. Humedad en el aire.	30
5.1 Humedad Absoluta.	32
5.2 Humedad de Saturación.	32
5.3 Humedad Relativa	42
6. Punto de Rocío	43
6.1 Influencia de Presión en el Punto de Rocío	46
7. Simbología	58
CAPITULO II TIPOS DE COMPRESORES	
1. Métodos de Compresión.	64
2. Tipos de Compresores.	68
2.1 Compresor Reciprocante.	68
2.2 Compresor de Paletas Deslizantes.	72
2.3 Compresor de Pistón Líquido.	75
2.4 Compresor de Dos Lóbulos Rectos	77
2.5 Compresor de Tornillo.	80
2.6 Compresor Dinámico.	83
2.6.1 Compresor Centrífugo.	84
2.6.2 Compresor de Flujo Axial.	86
2.6.3 Compresor de Flujo Mixto.	87
2.7 Eyector.	87

CAPITULO III DISEÑO DE UN SISTEMA DE AIRE COMPRIMIDO

1. Parámetros Principales para la Selección de un Compresor y para la Instalación de una Red Neumática.	91
2. Redes de distribución de aire comprimido.	98
2.1 Circuito Abierto.	100
2.2 Circuito Cerrado.	103
2.3 Velocidad de circulación del aire.	109
3. Determinación de los diámetros de tubería adecuados mediante el empleo de nomogramas.	111
3.1 Tuberías Principales.	111
3.2 Tuberías Secundarias.	111
3.3 Tuberías de Servicios.	112
4. Tratamiento ó Depuración del Aire a la salida del Compresor.	115
4.1 Equipos para el tratamiento ó depuración del aire.	116
4.1.1 Tratamiento del aire a la salida del compresor.	117
a. Refrigerador Posterior de agua.	117
b. Refrigerador Posterior de aire.	125
c. Secadores (Delicuescentes, Regenerativos y Refrigerativos,	128
4.1.2 Tratamientos del aire en los puntos de utilización.	145
a. Filtros (Filtro Separador, Filtro de línea de 1 Micron, Filtro Eliminador de aceite, Filtro Para Eliminación de Vapores de Aceite.	146
b. Reguladores de Presión.	150
c. Lubricadores de Aire Comprimido.	152
d. Recipientes de Aire.	156

CAPITULO IV CASO PRACTICO

1. Planteamiento del Caso Práctico. (De Requerimientos).	163
2. Arreglo General del Equipo que se instalará.	166
3. Selección del Tipo de Compresor.	168
3.1 Número de Compresores.	170
4. Determinación de las dimensiones y localización en el recipiente de aire.	171
5. Determinación de los diámetros más adecuados para cada una de las distintas tuberías de la Red Neumática.	175
5.1 Pérdida de Presión por Accesorios.	177
6. Selección del Postenfriador.	181
7. Selección del tipo y modelo del Secador.	182
8. Disposición Gráfica de la Red de Tuberías.	185

	PAG.
9. Selección del tipo de filtros en base a la calidad de aire requerido para cada aplicación.	187
CAPITULO V EVALUACION ECONOMICA	188
CONCLUSIONES	202
GLOSARIO	203
BIBLIOGRAFIA	208

INTRODUCCION

INTRODUCCION

i

El aire comprimido industrial se emplea hoy en día en muchos campos. Y es de esperarse, que también en un futuro ocupe un puesto importante por su manejo sencillo y su tecnología.

Hoy en día los conocimientos de Neumática suelen adquirirse por experiencia propia; por ello quedan ciertas cuestiones desconocidas hasta cierto grado.

El presente trabajo contribuirá a complementar dichos conocimientos, asegurando así, la correcta selección del equipo para generación de aire comprimido, acumulación, distribución y secado del mismo.

Este trabajo se ha desarrollado en 5 capítulos, cada uno de los cuales comprende lo siguiente:

En el capítulo 1 se explican los aspectos teóricos más importantes sobre el aire comprimido, iniciando éste con el desglose de la composición química del aire para después continuar con las Leyes Básicas de los gases, terminando el mismo con conceptos de humedad absoluta, punto de rocío y humedad relativa.

En el capítulo 2 se mencionan los distintos métodos de compresión del aire en base a los cuales se presenta también una clasificación de los compresores así como una amplia explicación del funcionamiento de cada uno de ellos.

En el capítulo 3 se habla sobre los parámetros principales para la adecuada selección del tipo de compresor así como para el correcto diseño de las redes y dimensionado de tuberías, considerando pérdidas de presión por longitud de tubería y accesorios. También se indican los pasos a seguir para seleccionar un secador, ya sea refrigerativo o regenerativo; además se explica el funcionamiento de equipos tales como filtros, reguladores, lubricadores y tanques de acumulación de aire.

En el capítulo 4 se presenta un caso práctico, en el cual se especifican los requerimientos de aire comprimido de cierta industria.

En base a estas necesidades se determina el tipo y el número de compresores; se elige el tipo de postenfriador, secador y red de distribución. También se determinan las dimensiones del tanque de almacenamiento y los diámetros más apropiados de las tuberías para la red de distribución. Se eligen también los tipos de filtros, reguladores y lubricadores que se requieren en cada uno de los puntos de utilización en base a la calidad de aire que se necesite en cada uno de ellos.

En el último capítulo se presenta una evaluación económica del equipo seleccionado anteriormente. Además se presenta un diagrama de flujo de efectivo mediante el cual se puede determinar la justificación económica del equipo, considerando el panorama financiero de esta compañía a 10 años.

GENERALIDADES

GENERALIDADES

1. LA EVOLUCION EN LA TECNICA DEL AIRE COMPRIMIDO

- Es una de las formas de energía más antiguas que conoce el hombre.

- El primero que se ocupó de la utilización del aire comprimido como elemento de trabajo, fue el griego Ktesibios. Hace más de dos mil años, construyó una Catapulta de aire comprimido.

También los hombres primitivos, para incrementar la cantidad de oxígeno y conseguir una mejor combustión en sus fogatas utilizaban los fuelles, los cuales fueron la primera forma un tanto rudimentaria de un compresor. Dichos fuelles estaban hechos a base de piel sujeta a una estructura de madera sobre la cual se hacían varios orificios que hacían las veces de una válvula de admisión. Al presionar los lados de la bolsa el aire contenido en su interior era comprimido, produciéndose un flujo de aire, el cual fluía a través de una abertura. Esta operación producía un flujo de aire intermitente.

En España durante el siglo XIII, para comprimir el aire utilizaban la caída de un chorro de agua a través de un tubo vertical, al que llamaban trompa. El aire atrapado en la parte superior del tubo era acarreado por el agua a la parte inferior del mismo, pasándolo posteriormente a una cámara de separación; en ese momento el aire estaba bajo una presión mayor a la atmosférica, debida a la acción de la columna impulsora de agua.

No fue sino hasta 1861 cuando la energía del aire comprimido fue utilizada en su totalidad. En ese mismo año M. Sommeiller diseñó un compresor de tipo pistón, el cual era conducido por una rueda accionada por agua. El aire comprimido fue muy utilizado para operar barrenas en la construcción de túneles; tal es el caso del Túnel de Monte Cenis en los Alpes.

Anteriormente se había utilizado vapor para accionar las barrenas, pero las condiciones de trabajo en los túneles se volvían intolerables por el exhausto vapor.

Posteriormente en los E.U.A. en el año de 1866, se utilizó el primer compresor, el cual consistía de una unidad de 4 cilindros. Este compresor se utilizó en la construcción del Túnel Hoosac en Massachusetts.

En 1872, por primera vez se utilizó la refrigeración durante la compresión. El método empleado, consistente en rociar chorros de agua dentro del cilindro, era efectivo pero llevaba consigo otras complicaciones tales como la corrosión. Por esta razón, el método fue rápidamente descartado, en favor del cilindro enchaquetado.

- "Pneuma" procede de los antiguos griegos y designa la respiración, el viento y, en filosofía, también el alma.

- Como derivación de la palabra "Pneuma" se obtuvo, entre otras cosas el concepto "Neumática", que trata los movimientos y procesos del aire.

2. DEFINICION DE AIRE COMPRIMIDO

AIRE COMPRIMIDO: Es aquél al cual se le incrementa la presión de un valor atmosférico a uno mayor, reduciendo así su volumen mediante un compresor.

Los compresores también se utilizan, aunque en pocas ocasiones, para mantener presiones inferiores a la atmosférica; esto se consigue bombeando los gases fuera de un área cerrada.

Aquellos compresores que operan por debajo de las 35 lb/in² (2.5 kg/cm²) se conocen como sopladores.

Los compresores que incrementan la presión únicamente una fracción de lb/in² se conocen como Ventiladores (Fans).

En la Neumática el portador de energía es el Aire Comprimido. La energía que se libera con la expansión puede ejercer diferentes funciones según la construcción de los elementos; tales como:

1. Movimientos de Carrera mediante cilindros.
2. Movimientos Giratorios mediante motores neumáticos.
3. Funciones de Conexión mediante válvulas.
4. Funciones de Control y Vigilancia mediante sensores.
5. Funciones de Soplado y Expulsión en máquinas y dispositivos.
6. Medio de Transporte para pinturas, lacas, equipos de proyección de arena.

3. EXIGENCIAS DEL AIRE COMPRIMIDO:

Para garantizar las funciones anteriores se imponen exigencias al estado del aire, tales como:

- A. Aire Seco para aparatos sensibles.
- B. Aire Sin Aceite para la parte de mando.
- C. Aire Esteril para el uso en Medicina e Industria Alimenticia.
- D. Aire Lubricado para rápidos recorridos, etc.

El aire atmosférico, contiene según la situación geográfica, una mayor o menor cantidad de:

- Impurezas en forma de polvo
- Hollin
- Suciedad
- Hidrocarburos no quemados
- Gérmenes
- Humedad

Además del compresor se arrastran partículas de desgaste, aceites coquizados y atomizados.

Durante el transporte en la red de conducción pueden llegar además, al aire comprimido, herrumbre, cascarilla, restos de soldaduras y productos de estanqueización.

Hay que procurar que en cada instalación de aire comprimido se reduzcan a un mínimo las sustancias nocivas, aspiradas o arrastradas, pues el funcionamiento y la tendencia a las averías dependen en gran medida de la calidad del aire.

4. PROPIEDADES DEL AIRE COMPRIMIDO

Como se mencionó anteriormente, el aire comprimido posee propiedades que lo hacen ser una de las formas de energía más utilizadas en la actualidad; algunas de estas propiedades son:

- Es **ABUNDANTE**, es decir, está disponible para su compresión prácticamente en todo el mundo, en cantidades ilimitadas.

- De fácil transportación por medio de tuberías, incluso a grandes distancias. No es necesario disponer tuberías de retorno.

- Es **ALMACENABLE**: No es preciso que un compresor permanezca continuamente en servicio. El aire comprimido puede almacenarse en depósitos y utilizarse de éstos.

- Es **INSENSIBLE** a las variaciones de temperatura; garantiza un trabajo seguro incluso a temperaturas extremas.

- Es **ANTIDFLAGRANTE**: No existe ningún riesgo de explosión ni incendio; por lo tanto, no es necesario disponer instalaciones antideflagrantes, que son caras.

- El aire comprimido es **LIMPIO**, y en caso de faltas de estanqueidad en tuberías o elementos, no produce ningún ensuciamiento. Esto es muy importante, por ejemplo, en las industrias alimenticias, de la madera, textiles y del cuero.

Es un medio de trabajo muy rápido, y por eso, permite obtener velocidades de trabajo muy elevadas.

Las herramientas y elementos de trabajo neumáticos pueden utilizarse hasta su parada completa sin riesgo alguno de sobrecargas.

A continuación se mencionan algunas de las propiedades adversas del aire comprimido.

- El aire comprimido debe ser preparado antes de su utilización. Es preciso eliminar impurezas y humedad (con el objeto de evitar un desgaste prematuro de los componentes).

- Con el aire comprimido no es posible, obtener para las émbolos, velocidades uniformes y constantes.

- El aire comprimido es económico solo hasta cierta fuerza condicionado por la presión de servicio normalmente usual de 700 KPA (7 bar), el límite, también en función de la carrera y la velocidad, es de 20,000 a 30,000 N (2000 a 3000 KPA).

El escape de aire produce ruido. No obstante, este problema ya se ha resuelto en gran parte, gracias al desarrollo de materiales insonorizantes.

El aire comprimido es una fuente de energía relativamente cara; este elevado costo se compensa en su mayor parte por los elementos de precio económico y el buen rendimiento (cadencias elevadas).

5. APLICACIONES DEL AIRE COMPRIMIDO:

La energía obtenida al incrementar la presión del aire se puede utilizar para:

- Obtener trabajo mecánico tal como el desarrollado por Barrenas Rotativas, Perforadoras de tipo pistón, Herramientas Neumáticas, etc.

- Producir un flujo de aire y transportar materiales sólidos en pequeñas partículas, como granos, carbón pulverizado, etc.

- Agitar y homogeneizar líquidos mediante el burbujeo del aire.

Operación de moldes y prensas para vidrio, operación de frenos de aire en trenes, para sandblasteado, suministrar corrientes de aire en hornos de cuba y otras muchas aplicaciones.

Es importante considerar que en las fábricas los sistemas de aire se mantienen, casi siempre, a una presión manométrica de trabajo que varía de 90 a 110 PSIG (6.3 a 7.7 kg/cm²), la cual es suficiente para suministrar la energía a las máquinas y herramientas neumáticas, que requieren, en general, una presión que varía de 70 a 90 PSIG (4.9 a 6.3 kg/cm²). Por regla general, los instrumentos de control funcionan a una presión manométrica de 25 PSIG (1.8 kg/cm²); sin embargo, en ocasiones es necesario suministrar una presión intermedia de 50 PSIG (3.5 kg/cm²). La instalación del compresor debe hacerse en forma adyacente a los sistemas que requieren grandes cantidades de aire a baja presión, para evitar que los sistemas de tubería sean muy caros.

CAPITULO I

ASPECTOS TEORICOS

La intención de este capítulo es definir brevemente los distintos conceptos que continuamente se mencionarán a lo largo de este trabajo, tales como:

- Definición y composición del aire.
- Concepto de Aire Libre.
- Que es Presión, unidades para medirla, concepto de presión manométrica, atmosférica y absoluta.
- Que es una sustancia pura.
- Ecuación de estado para una sustancia pura ó ecuación de los gases ideales.
- Elevación de la presión mediante aumento de temperatura (manteniendo el volumen constante) Ley de Amonton.
- Elevación de presión por variación de volumen (manteniendo la temperatura constante) Ley de Boyle-Mariotte.
- Compresión Dinámica.
- Ley de Charle y
- Ley de Gay Lussac (el volumen del aire varía en función de la temperatura).
- Humedad en el aire.
- Concepto de humedad absoluta.
- Humedad de Saturación.
- Tablas de humedades de saturación WS
- Humedad Relativa.
- Punto de Rocío

- Influencia de la presión en el punto de rocío.
- Influencia de la temperatura en el punto de rocío.
- Simbología

1. DEFINICION y COMPOSICION DEL AIRE

DEFINICION DE AIRE:

El concepto medular de este trabajo es el aire; por lo que iniciaremos con su definición.

Es un gas incoloro, insípido e inodoro. Es una mezcla de gases.

La masa total de aire en la atmósfera se calcula en unos 15.17×10^{17} KG.

Algo menos que la millonésima parte de la masa del planeta.

COMPOSICION DEL AIRE SECO

COMPONENTE	PORCENTAJE EN VOLUMEN	PORCENTAJE EN MASA
NITROGENO	78.09	75.51
OXIGENO	20.95	23.15
ARGON	0.93	1.28
DIOXIDO DE CARBONO	0.03	0.046
NEON	0.0018	0.00125
HELIO	0.00052	0.000072
METANO	0.00015	0.000094
CRIPTON	0.0001	0.00029
MONOXIDO DE CARBON	0.00001	0.00002
OXIDO NITROSO	0.00005	0.00008
HIDROGENO	0.00005	0.0000035
OZONO	0.00004	0.000007
XENON	0.000008	0.000036
DIOXIDO DE NITROGENO	0.0000001	0.0000002
YODO	2×10^{-11}	1×10^{-10}
RADON	6×10^{-18}	5×10^{-17}

La composición del aire permanece relativamente constante al menos hasta unos 20 kilómetros de altura.

CONSTANTES FISICAS DEL AIRE MAS IMPORTANTES

PESO MOLECULAR	28.96	KG/KMOL
DENSIDAD A 15° Y 1 BAR	1.21	KG/M3
TEMP. DE EBULLICION A 1 BAR	-191 -194	° C
TEMP. DE CONGELACION A 1 BAR	-212 -216	° C
CONSTANTE DEL GAS	286.9	J/k.kg
PRESION CRITICA	37.8	bar
TEMPERATURA CRITICA	-140.7	° C

Siendo el aire una mezcla y no una combinación química, sus componentes se pueden separar. Normalmente esta separación se realiza enfriándolo hasta -196° C. A esta temperatura, varios de sus componentes se separan por destilación fraccionada. De los componentes que forman el aire, sólo el oxígeno y el nitrógeno son necesarios para la vida.

2. CONCEPTO DE AIRE LIBRE

También es importante definir el concepto de Aire Libre; ya que las cantidades (En N l/min o en N m³/min) que generalmente se dan en los catálogos, para el consumo de aire por las herramientas neumáticas o equipos, se refieren a Aire Libre por Minuto (Aire Atmosférico a la presión y temperaturas normales). Debe existir la seguridad de que el dato sobre la capacidad del compresor que da el fabricante esté también referido a Aire Libre, con objeto de que exista una correspondencia entre consumo y capacidad. Normalmente, estas dos especificaciones están dadas en Aire Libre, y por lo tanto, no hace falta ninguna conversión. Sin embargo, cuando se trata del consumo de aire de otros equipos, es posible que no se dé en Aire Libre; entonces deberá recurrirse a la

fórmula para la conversión de litros de aire comprimido a una presión determinada en litros de Aire Libre, y que es :

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

Donde: Q= Litros de Aire Libre por Minuto

Q1= Litros de Aire Comprimido por Minuto

P= Presión del Aire Comprimido en Kg./cm²

Existen diversas denominaciones utilizadas por los fabricantes para indicar la cantidad de aire que proporciona el compresor, tales como desplazamiento volumétrico, volumen engendrado, etc.

Bajo estos nombres genéricos se considera un caudal de aire expresado en cifras teóricas, que no corresponde al verdadero caudal del aire suministrado por el compresor, mientras que el consumo de los equipos neumáticos se da en cifras efectivas.

Es evidente que si se adquiere un compresor basándose en alguna de las citadas especificaciones, se encontrará que la cantidad de aire realmente suministrada es de un 20 a un 25% inferior a la indicada, pues ningún compresor rinde a una eficiencia del 100%.

Para evitar estas ambigüedades, sólomente se deben adquirir compresores que garanticen el caudal de aire en consonancia con las condiciones de temperatura y presión de la aspiración, es decir, en litros o m³ de aire libre.

Como sea que el clima es variable y responde a las características propias de cada lugar, sería dificultoso establecer unas tablas de consumos que correspondieran a los diferentes estados climáticos; por ello se va imponiendo el establecimiento de una normativa sobre la base de considerar unas condiciones normales de temperatura y presión del aire aspirado, independientemente de las condiciones atmosféricas en las cuales trabaje el compresor y que sirvan de referencia comparativa; aire que llamaremos aire normal distinguiéndolo con una N (MAYUSCULA) situada después de las cifras y antes del volumen expresado.

Por ejemplo: 600 Nm³/h , equivale a un sistema que proporciona 600 m³/h expresados en condiciones normales.

Las condiciones normales (ESTADO NORMAL) varían según el área de influencia tecnológica.

Siguiendo las indicaciones del Compressed Air & Gas Institute de U.S.A.

1 N m³/h es un m³ de aire por hora a la temperatura de 20° C a la presión de 1,033 kg/cm² y con una humedad relativa del 36%.

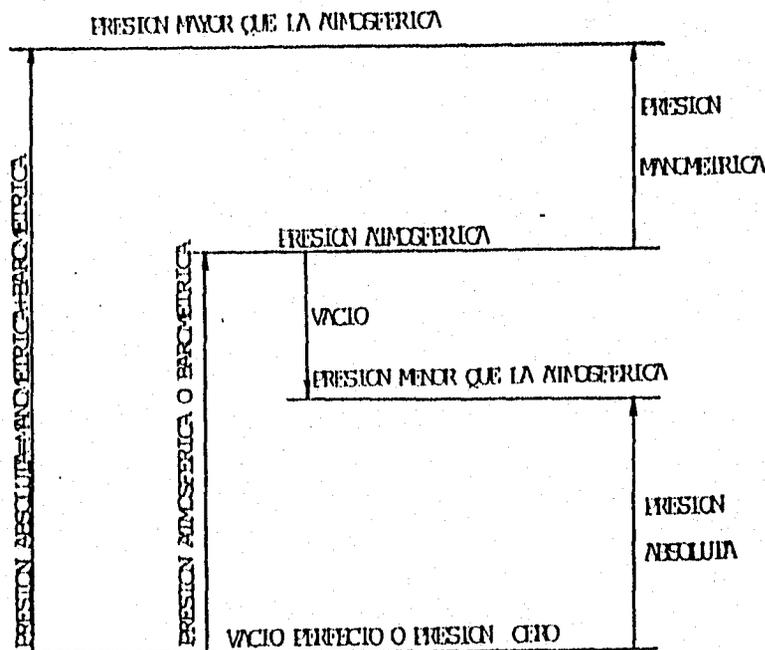
En la zona Europea, la norma C.E.T.O.P. RP-44P, propone como condiciones atmosféricas normales las que están especificadas en la 150 R 554, y que corresponden a la temperatura de 20° C a la presión de 1013 mbar y con una humedad relativa del 65%.

Según DIN 1343 el estado normal del aire está definido con la Temperatura = 293.15°K (20° C) y la Presión = 101.325 Pa (1.013 bar).

3. DEFINICION DE PRESION:

Otro concepto de importancia en este trabajo es la definición de Presión la cual se expresa como una $P=F/A$ Fuerza por unidad de área expuesta a la presión, de donde las unidades mas comunmente empleadas para medirla son:

lb/in² (psi); lb/ft²; gr/cm²; kg/cm²; KN/m² KPa); bar (1.02 at=105Pa)



TERMINOS EMPLEADOS EN LA MEDICION DE LA PRESION

La presión se mide usualmente mediante un manómetro, que registra la diferencia entre, la presión en un recipiente y la atmosférica actual; por lo tanto una presión manométrica (PSIG) no nos indica la presión total de un gas. Para obtenerla es necesario adicionar a la presión manométrica, el valor actual de presión atmosférica o barométrica. A esta suma se le conoce como Presión Absoluta (PSIA); lo cual se representa en la figura anterior.

Para todos los cálculos de un Compresor se requiere conocer el valor de la Presión Absoluta. Por lo tanto es necesario que se especifique el valor de la presión atmosférica o Barométrica.

Como sabemos la atmósfera de la Tierra tiene peso propio y por ello en ciertas ocasiones, se utiliza una medida conocida como atmósfera internacional; la cual es el peso de la columna de aire existente por encima de la superficie de la tierra a 45° latitud y a nivel del mar. Se define como un equivalente a 14.696 PSIA ó 1.033 kg/cm² y se presenta como ATA (ATMOSFERA ABSOLUTA).

Así también como la columna de algún material determinado con una altura específica tiene un peso proporcional a su altura, la altura se puede utilizar como una medida de fuerza. Algunas unidades empleadas son:

Pies de Agua (ft H₂O)

Pulgadas de Agua (in H₂O)

Pulgadas de Mercurio (in HG)

Milímetros de Mercurio (mm HG)

Con excepción de la presión barométrica, cuando las presiones se expresen en los términos anteriores, indicarán presiones manométricas. La presión atmosférica del aire se mide por medio de un barómetro, por medio del cual se puede leer la altura de la columna de mercurio.

El barómetro fue inventado en 1643 por Torricelli, discípulo de Galileo. Consiste de un tubo vertical de vidrio, cerrado por uno de sus extremos. Se llena dicho tubo de mercurio y tapándolo con el dedo, se coloca sobre un recipiente lleno del mismo líquido; si se quita entonces el dedo, el mercurio baja un poco, pero queda siempre en el tubo una columna de unos 760 mm. de altura a partir de la superficie libre. (altura barométrica normal, al nivel del mar). Dicha columna disminuye a medida que se sube en la atmósfera por ser más débil la presión atmosférica, aumenta por el contrario cuando se baja. Se debe a Pascal el empleo del Barómetro para medir las alturas. La presión atmosférica, y por consiguiente la altura barométrica, varían en un mismo punto de un momento a otro con el peso de la capa de aire.

De aquí se deduce que:

$$P = \gamma h$$

Donde: P = Presión Hidrostática en un punto determinado.

γ = Peso específico.

H = Distancia del punto considerado a la superficie libre.

4. LEYES BASICAS DE LOS GASES

ECUACION DE ESTADO DEL GAS IDEAL O PERFECTO.

4.1 CONCEPTO DE SUSTANCIA PURA

Para comprender esta ecuación será necesario definir primero el concepto de sustancia pura.

Una sustancia pura es la que tiene una composición química homogénea e invariable.

Puede existir en más de una fase, pero su composición química es la misma en todas ellas.

Por ejemplo, una mezcla de aire líquido y aire gaseoso no es una sustancia pura, ya que la composición de la fase líquida es diferente de la composición de la fase de vapor.

En ocasiones una mezcla de gases, como el aire, se considera que es una sustancia pura en tanto no haya cambio de fase.

Estrictamente hablando esto no es cierto, sino más bien, se debe decir que una mezcla de gases, como el aire, presenta algunas de las características de una sustancia pura en tanto no se produzca ningún cambio de fase.

Una razón importante para explicar este concepto de sustancia pura es que el estado de una sustancia pura comprensible simple (es decir, una sustancia pura en la que no hay movimiento, gravedad y efectos de superficie, magnéticos o eléctricos) está definida por dos propiedades independientes. Esto significa, por ejemplo, que si se especifica el volumen por unidad de masa y la temperatura de un vapor sobrecalentado, se determinará el estado del vapor.

Una mezcla de gases, tal como el aire, tiene las mismas características que una sustancia pura en tanto esté en una sola fase. El estado del aire, que es una mezcla de gases de composición definida, se determina especificando dos de sus propiedades en tanto permanezca en la fase gaseosa, y a este respecto el aire puede considerarse como una sustancia pura. En el caso de gases a baja densidad, se ha establecido que su comportamiento está representado por la siguiente ecuación de estado:

$$Pv = RT \dots (1)$$

Donde:

P = Presión

v = Volumen Específico

T = Temperatura Absoluta

R = Conserva para un gas perfecto ó ideal, un valor constante, mientras que para un fluido gaseoso no asimilable a un gas perfecto varía con las magnitudes P y T.

En la ecuación anterior observamos que para aumentar la presión de un gas, se puede actuar bien sea sobre su temperatura, o bien sobre su volumen, o sobre estas dos magnitudes a la vez.

Analicemos el primero de los casos:

4.2. ELEVACION DE PRESION POR CALENTAMIENTO.

Consiste en calentar una masa dada de gas en un recipiente a volumen constante. Esto nos lleva a obtener un aumento simultáneo de la temperatura y de la presión.

La elevación de temperatura, para un aporte de calor igual a $Q \Leftrightarrow$ kcal/kg, se obtiene de la relación:

$$Q = C_v (T_2 - T_1)$$

Donde: C_v = Calor específico del gas a volumen constante.

$T_2 - T_1 = \Delta T$ = Incremento de temperatura.

La presión final está dada por:

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2}{T_1}$$

Conocida como Ley de Amonton. A volumen constante, la presión absoluta de un gas ideal varía directamente con la temperatura absoluta.

Donde: Los subíndices 1 y 2 corresponden a los Estados Inicial y Final del Gas.

Este método presenta ciertas particularidades ó desventajas que limitan notablemente su interés práctico.

En primer lugar, la elevación de presión está acompañada de una importante elevación de temperatura, lo cual implica un aumento de la energía gastada (en forma de calor); así pues, este procedimiento no puede ser considerado más que cuando la elevación de la temperatura presenta por sí misma un interés. Por otra parte, el gas caliente se debe utilizar inmediatamente, ya que su conservación en el recinto ocasionaría un descenso de su temperatura (como consecuencia de la transmisión de su calor al medio ambiente) y por consiguiente, también de su presión; además se necesita también evacuar el gas caliente a fin de que sea posible introducir en el mismo recinto una nueva masa gaseosa para comprimirla por calentamiento. Desde el inicio de la evacuación, la presión en el recinto, disminuye progresivamente: antes de dejar el recinto, la masa gaseosa experimenta allí mismo una expansión adiabática, que es tanto más importante cuanto menor es la masa restante. Resulta de ello que el gas tratado por este procedimiento es utilizado no bajo su presión máxima, sino bajo una presión variable entre la presión máxima y la que reina en el recinto en el momento del cierre de la válvula de descarga. Por todas estas razones, la elevación de presión por calentamiento no presenta interés más que cuando el gas caliente está destinado a ser expandido inmediatamente en un motor, estando este concebido, en la medida de lo posible, para funcionamiento a presión inicial variable.

Este es el caso de la turbina de explosión cuyo principio consiste precisamente en aumentar la presión del aire a volumen constante quemando una determinada cantidad de combustible, e introducir los gases producidos, a través de una válvula de regulación, en una turbina en la que se expansionan desarrollando una determinada potencia sobre el eje. De hecho, aunque las tentativas llevadas a cabo para la puesta a punto de la turbina de explosión, han conducido al logro de ciertos resultados positivos, es cierto que el uso de este tipo de motor no se ha extendido, de manera que la elevación de la presión de un gas por calentamiento no encuentra muchas aplicaciones.

4.3 ELEVACION DE PRESION POR VARIACION DE VOLUMEN.

La Ley que rige estos fenómenos es la de Boyle-Mariotte.

"Si la temperatura de un gas se mantiene constante", el volumen del gas encerrado en el recipiente, es inversamente proporcional a la presión absoluta

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{P_1}{P_2}$$

(o sea, el producto de la presión absoluta y el volumen es constante para una cantidad determinada del gas.)

$$P_1V_1 = P_2V_2 = P_3V_3 = \text{CONSTANTE}$$

Por lo tanto se puede obtener un aumento de la presión por medio de una reducción del volumen ocupado por el gas. Esta ley se demuestra en el siguiente ejemplo:

Si el volumen $V_1 = 1.0 \text{ m}^3$ que está a la presión atmosférica

$P_1 = 1 \text{ bar}$ se comprime con la fuerza F_2 hasta alcanzar el volumen $V_2 = 0.5 \text{ m}^3$, permaneciendo la temperatura constante, se obtiene:

$$P_1 V_1 = P_2 V_2 \quad 100 \text{ kPa} \cdot 1 \text{ m}^3 = P_2 \cdot 0.5 \text{ m}^3$$

$$\text{Por lo tanto } P_2 = \frac{100 \text{ kPa} \cdot \text{m}^3}{0.5 \text{ m}^3} = 200 \text{ kPa (2 bar)}$$

Si el volumen V_1 (1.0 m^3) se comprime aún más con la fuerza F_3 hasta lograr $V_3 = 0.05 \text{ m}^3$; la presión que se alcanza es:

$$P_3 = P_1 \frac{V_1}{V_3} = \frac{100 \text{ kPa} \cdot 1 \text{ m}^3}{0.05 \text{ m}^3} = 2000 \text{ kPa (20 bar)}$$

En este caso la elevación de presión resulta de una acción directa sobre el volumen de una masa dada de gas.

A la razón P_2/P_1 , se le designa como tasa de compresión, distinguiéndola de la tasa de compresión volumétrica que es la razón V_1/V_2 .

Estas dos razones, evidentemente son iguales entre sí cuando la temperatura del gas es invariable. Realmente esta constancia de la temperatura, que exigiría un enfriamiento muy intenso del gas en el curso de la compresión, no se alcanza jamás; no obstante, incluso en ausencia de todo enfriamiento, la razón P_2/P_1 sin ser igual a la razón V_1/V_2 , varía en el mismo sentido de esta última, de manera que una disminución del volumen del gas conduce siempre a un aumento de su presión.

Los aparatos que funcionan según este principio son los "Compresores Volumétricos". En estos aparatos, "la energía necesaria para producir la elevación de presión" es aportada no en forma de calor "sino" de trabajo que "es suministrado por un motor exterior (térmico, eléctrico, etc.). Este trabajo se utiliza para desplazar una pared móvil que forma parte de un recinto cerrado de capacidad variable en el que se encuentra el fluido que se debe comprimir. La fuerza resistente que se opone a este desplazamiento se debe principalmente a la presión ejercida por el fluido sobre la cara interior de la pared móvil; esta fuerza crece, pues, a medida que la presión del fluido se aproxima a su valor final P_2 . La pared móvil puede tener la forma de un pistón que se desplaza en un cilindro; entonces el movimiento de la pared es rectilíneo y alternativo. Este es el caso de los compresores de pistón. Cuando una sola cara del pistón toma parte en la compresión, el compresor es de simple efecto; por el contrario, la compresión tiene lugar a uno y otro lado del pistón, de manera que si sus dos caras actúan alternativamente sobre masas

de fluido sometidas a compresión, el aparato se denomina de doble efecto.

Por otra parte, cuando la tasa de compresión es moderada, la compresión tiene lugar en un sola fase, es decir, en un solo recinto de capacidad variable; se trata entonces de un compresor de un solo escalón.

Para lograr una tasa de compresión elevada, se divide la operación en varias fases cada una de las cuales tiene lugar en un recinto diferente, estando recorridos todos estos recintos sucesivamente por la misma masa de fluido; tal compresor se denomina de varios escalones.

Habitualmente, un compresor de tal naturaleza está provisto de uno o varios elementos "refrigerantes" por circulación de agua (o de aire) que están colocados entre dos escalones de compresión sucesivos y que están destinados a reducir la temperatura del fluido hasta un valor próximo al que tenía a la entrada de compresor.

El mismo principio de funcionamiento se puede aplicar cuando el recinto (ó cámara) está constituido por paredes animadas de un movimiento de rotación continuo; en este caso, las variaciones de volumen del recinto y, por consiguiente, las variaciones de presión del fluido que contiene son producidas por los desplazamientos angulares de las paredes. Un compresor de esta morfología recibe la denominación de "Compresor Volumétrico Rotativo"

Hay una gran diversidad en la forma de realizar los compresores de este tipo; de una manera general, se pueden dividir estos aparatos en dos categorías según que contengan uno o dos rotores.

4.4 COMPRESION DINAMICA

En la relación (1) considerada anteriormente, se supone implícitamente que el fluido está en estado estático; es verdad que en los compresores volumétricos los desplazamientos de las paredes móviles ponen el fluido en movimiento, pero éste es siempre muy lento y no constituye una parte sensible de la transformación sufrida por el fluido. No sucede lo mismo en los Turbocompresores en los que la elevación de presión es el resultado precisamente de una acción sobre la velocidad del fluido.

Aquí todavía, la energía necesaria para el funcionamiento del compresor se emplea en desarrollar un trabajo que es transformado en energía cinética del fluido que se desea comprimir, y esta última, a su vez, vuelve a ser transformada en presión. En esta última transformación puede estudiarse, en condiciones simplificadas, por medio de la Ecuación de Bernoulli. Suponiendo que el fluido fluye, en régimen permanente y sin rozamiento, en un conducto cuyo eje se encuentra en un plano horizontal (a fin de eliminar la influencia de la gravedad), y despreciando las variaciones de la densidad del fluido, la Ecuación de Bernoulli se escribe:

$$\frac{V_1}{2} + P_1 = \frac{V_2}{2} + P_2$$

En la cual V_1 y V_2 son las velocidades inicial y final del fluido, y su densidad.

Si la sección del canal considerado es creciente en el sentido de flujo, se tiene:

$$V_2 < V_1 \quad \text{y por consiguiente, } P_2 > P_1$$

DEDUCCION:

$$Q = VA$$

$$A_2 > A_1$$

$$Q_1 = Q_2 \quad ; \quad V_1 A_1 = V_2 A_2$$

$$\text{POR LO TANTO } V_2 < V_1 \quad \text{y } P_2 > P_1$$

Para obtener una elevación de presión importante, es necesario lograr, primero, una gran velocidad de flujo del fluido E , inmediatamente después, una desaceleración progresiva en un conducto o canal de forma apropiada. El movimiento del fluido se logra sometiéndolo a la acción de un rodete de álabes que están colocados sobre un árbol que está animado habitualmente de una gran velocidad de rotación. Tanto la forma de estos rodetes como la de los canales de difusión dependen del sentido general de flujo del fluido en el compresor. Desde este punto de vista, los Turbocompresores se dividen en aparatos centrífugos y axiales. Ciertos Turbocompresores son de tipo mixto, el fluido entra en estos aparatos según una dirección paralela al eje de rotación y, después, se aleja del eje hacia la periferia.

Un turbocompresor puede estar constituido por un cierto número de células recorridas sucesivamente por el fluido. Además al igual que una célula de turbina, una célula de compresor puede ser de acción o de reacción. Tanto en el caso de un turbocompresor como en el de una turbina, un gran número de células puede conducir a la realización del aparato con varios colocados en serie de forma que en cada uno de ellos se realice una parte de la transformación total sufrida por el fluido antes de penetrar en cada uno de los cuerpos del compresor (a excepción del primero), el fluido atraviesa un elemento refrigerador por circulación de agua.

4.5 LEY DE CHARLE

Otra de las leyes básicas de los gases es la Ley de Charle, la cual establece que a presión constante, el volumen del aire varía en función de la temperatura absoluta.

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{T_2}{T_1}$$

4.6 LEY DE GAY-LUSSAC

Esto lo demuestra la Ley de Gay-Lussac

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{T_1}{T_2}$$

V1 = Volumen a la temperatura T1

V2 = Volumen a la temperatura T2

La variación del volumen V es:

$$\Delta V = V_2 - V_1$$

$$\Delta V = V_1 \cdot \frac{T_2 - T_1}{T_1}$$

$$\Delta V = V_1 \cdot \frac{T_2 - T_1}{T_1}$$

Los mismo vale para V2

$$V_2 = V_1 + \Delta V$$

$$V_2 = V_1 + \frac{V_1}{T_1} (T_2 - T_1)$$

EJEMPLO:

0.8 m³ de aire a la temperatura T₁ = 293° K se calientan hasta T₂ = 344° K ¿Cual será el volumen final?

$$V_2 = V_1 + \frac{V_1}{T_1} (T_2 - T_1) = 0.8 \text{ m}^3 + \frac{0.8 \text{ m}^3}{293^\circ \text{K}} (344 - 293)^\circ \text{K}$$

$$V_2 = 0.8 \text{ m}^3 + 0.14 \text{ m}^3 = 0.94 \text{ m}^3$$

5. HUMEDAD EN EL AIRE

Otro concepto de importancia en este trabajo es el de la Humedad en el aire.

El aire atmosférico contiene cierta cantidad de vapor de agua, la cual es mayor o menor según el país, la localidad, las condiciones climatológicas y según las estaciones del año.

Por ejemplo, en Primavera y Otoño, el problema de la humedad en el aire se hace más patente; ya que en virtud de las temperaturas relativamente altas de la noche, se tienen unos amaneceres con elevados índices de humedad.

En los sistemas de aire comprimido, el aire aspirado por el compresor entra a la presión y temperatura ambiente, con su consiguiente humedad relativa.

Entonces, se le comprime a una presión más alta que la atmosférica; este ciclo de compresión lleva consigo una elevación de temperatura y, como consecuencia, un calentamiento del aire hasta un grado tal que toda la humedad contenida en el mismo pasará por el compresor, al ser aspirado. Se comprende, por lo tanto, que este aire comprimido caliente que descarga el compresor y que lleva vapor de agua, al irse enfriando por radiación y convección en el depósito y tuberías de distribución, y descender su temperatura hasta igualar la temperatura ambiente, condensará la mayor parte de este vapor en forma de gotas de agua, las cuales serán arrastradas por el mismo flujo de aire hacia los lugares de utilización. Este condensado debe ser eliminado mediante un separador y una trampa.

El aire puede retener una cantidad máxima de vapor de agua, la cual depende principalmente de la temperatura y en un segundo término de la presión. El vapor de agua, por sí mismo, no es indeseable mientras permanezca como vapor. Los problemas los ocasiona la fase líquida ó sólida. De aquí que la humedad en el aire sea la que provoca graves problemas en los sistemas de aire comprimido, tales como:

1. Acelerar la corrosión en tuberías.
2. Obstrucción de válvulas, conexiones y líneas de control.
3. El aire sucio y húmedo también provocará operación lenta de los equipos ocasionando que las reparaciones y el reemplazo de partes se requiera con más frecuencia.
4. El agua también eliminará la lubricación requerida en los equipos provocando con esto un desgaste excesivo de los mismos.
5. La contaminación del aire dará como resultado un deterioro de las partes en movimiento así como provocará atorones de las mismas.
6. Decremento en la línea de presión debido a la obstrucción de las restricciones, reduciendo con esto la eficiencia de los equipos.

5.1 HUMEDAD ABSOLUTA:

Es el peso de vapor de agua, (expresado en kg.) existente en un kilogramo de aire seco. Se representa por la letra W.

$$W = \frac{\text{kg vapor de agua}}{\text{kg aire seco}}$$

Que es igual a:

$$0.625 \frac{\text{PRESION PARCIAL DEL VAPOR DE AGUA}}{\text{PRESION PARCIAL DEL AIRE SECO}} = \frac{0.625 P_a}{P_b}$$

Donde:

- W = Humedad absoluta en kg de vapor de agua por kg de aire seco.
- P_a = Presión parcial del vapor de agua.
- P = Presión total del sistema.
- P_b = Presión parcial del aire seco

Y puesto que P_b = P - P_a

Se tiene $W = 0.625 \frac{P_a}{P - P_a}$

5.2 HUMEDAD DE SATURACION:

Es el máximo peso de vapor de agua que admite un kg. de aire seco a una determinada temperatura y presión. La humedad de saturación representada por W_s, sólo dependerá de la presión y la temperatura. Su valor se calcula utilizando la ecuación (2) y la presión parcial del vapor de agua por la presión de vapor de la misma a la temperatura y presión consideradas.

Así,

$$W_s = 0.625 \frac{P_a}{(P - P_a)} \quad (3)$$

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

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

P = Presión total del sistema en las mismas unidades que P_a (normalmente en mm Hg.)

Si en un ambiente de aire saturado se añade más agua líquida, la humedad de saturación permanecería constante, y la totalidad del agua añadida se mantendría en su estado líquido sin evaporarse.

EJEMPLO: Calcular la humedad de saturación del aire a 7 atm efectivas y 30° C.

Empleando la ecuación (3) y hallando en la tabla de presiones de vapor (TABLA 1 Y TABLA 2 ,PAGINAS SIGUIENTES) la que corresponde a 30° C se tendrá:

TABLA NO. 1
PRESIONES DE VAPOR DE AGUA DESDE -100 HASTA + 150° C

Temperatura, °C	Presión vapor, mm Hg	Temperatura, °C	Presión vapor, mm Hg	Temperatura, °C	Presión vapor, mm Hg
-- 100	0,000099	-- 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	0,01106	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	39,898	110	1074,56
-- 41	0,0859	35	42,175	111	1111,20

TABLA NO. 2

PRESIONES DE VAPOR DE AGUA DESDE -100 HASTA +150° C

Temperatura, °C	Presión vapor, mm Hg	Temperatura, °C	Presión vapor, mm Hg	Temperatura, °C	Presión vapor, mm Hg
-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	1227,25
-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	1966,35
-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	1,245	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	2,550	69	223,73	145	3116,76
-6	2,765	70	233,7	146	3203,40
-5	3,100	71	243,9	147	3292,32
				148	3382,76
				149	3476,24
				150	3570,48

$$P_a = 31.8 \text{ mm Hg}$$

Por otro lado, la presión del sistema es de 7 atm efectivas que corresponderá a 8atm absolutas (ATA) con lo que:

$$8 \times 760 \text{ mmhg} = 6080 \text{ mmhg}$$

$$W_s = 0.625 \frac{31.8}{(6080-31.8)} = 0.00328 \quad \text{Kg de vapor de agua por cada Kg de aire seco.}$$

Esto quiere decir que en dichas condiciones de temperatura y presión, el aire podrá contener un máximo de 3.28 gr. vapor de agua por cada kg. de aire seco.

TABLAS DE HUMEDADES DE SATURACION WS

Los valores que figuran en las tablas de humedad de saturación (No. 3, 4, 5 Y 6) que se incluyen a continuación, vienen dados en gramos de vapor de agua por kg de aire seco.

PRESSION:

Cada tabla se refiere a una determinada presión absoluta P , dada en atmósferas e indicada en la zona central superior. Así, para encontrar una humedad de saturación a presión atmosférica, se utilizará la tabla correspondiente a 1 ATA, y para encontrar el valor a 7 atm efectivas, se utilizará la tabla correspondiente a 8 ATA. No figuran más valores que los correspondientes a 6, 7 y 8 atmósferas efectivas (7,8 y 9 ATA) por ser de las presiones de trabajo que normalmente se utilizan en las instalaciones de aire comprimido.

TEMPERATURA:

Cada tabla está dividida en dos partes. La primera corresponde a las temperaturas inferiores a 0° C y la segunda, a temperaturas superiores a 0° C. La columna única de la izquierda señala las decenas de grado, y las que encabezan cada una de las dos partes, las unidades de grado. Cuando en la tabla figuran asteriscos debe interpretarse que el valor de la humedad de saturación es excesivamente grande o que no tiene significación alguna por ser $P_a > P$.

5.3 HUMEDAD RELATIVA:

Es la relación entre la humedad absoluta existente, W , y la humedad máxima que tal sistema podría contener, es decir, la humedad de saturación W_s . Se representa por W_r y se da en tanto por ciento:

$$W_r = \frac{W}{W_s} \cdot 100$$

Una humedad relativa del 100% significa que se trata de un ambiente saturada, es decir, en el que $W = W_s$.

Una humedad relativa del 0% indica que se trata de un ambiente de aire totalmente exento de humedad. El tanto por ciento indicado para la humedad relativa nos permite conocer el grado de saturación.

EJEMPLO:

La humedad de saturación del aire a 50° C y 7 atm efectivas, es de 9.63 gramos de vapor de agua por kg de aire seco (De tabla 5). Supongamos que la humedad absoluta del aire, en el sistema considerado, es de 6.22 gramos de vapor de agua por kg de aire seco. La humedad relativa del aire en estas condiciones será:

$$W_r = \frac{6.22}{9.63} \cdot 100 = 64.6\%$$

En dichas condiciones el aire podría contener aún $9.63 - 6.22 = 3.41$ gramos de vapor de agua por kg de aire seco.

6. PUNTO DE ROCIO:

Uno de los conceptos más utilizados para indicar el grado de humedad de un aire comprimido o de un aire ambiente, es el punto de rocío.

El punto de rocío determina una temperatura, t , a la cual, el aire llega al punto de saturación; es decir, el aire se convierte en aire saturado. No se producirán condensaciones si la temperatura del aire se mantiene por encima del punto de rocío.

Cuando un ambiente de aire atmosférico o de aire comprimido seco se somete a un proceso de enfriamiento, la humedad de saturación W_s va disminuyendo. Como la humedad absoluta W permanece constante, la humedad relativa W/W_s aumentará hasta que la misma alcance el 100 %. La temperatura existente en ese momento indicará el valor del punto de rocío.

Si un ambiente determinado posee una temperatura de 25°C y un punto de rocío de 7°C , significa que para que tal ambiente alcance la saturación es necesario que sufra un enfriamiento hasta 7°C .

La principal utilización del concepto de punto de rocío está en el campo del aire seco, en donde es el parámetro fundamental para indicar la mayor o menor calidad del mismo. Puntos de rocío muy bajos indican aire muy seco y, por lo tanto, de gran calidad; puntos de rocío elevados suponen aire con altas humedades relativas.

De donde se deduce que, para aire con humedad relativa:

- Inferior al 100 % (aire seco), el punto de rocío será siempre inferior a la temperatura real del ambiente considerado.
- Igual al 100 % (aire saturado), el punto de rocío coincidirá con el de la temperatura real del ambiente considerado.
- Igual al 100 % pero conteniendo fase líquida en suspensión (nieblas), el punto de rocío será superior al de la temperatura real del ambiente considerado.

El punto de rocío puede calcularse a partir de datos psicrométricos tales como:

- Humedad Relativa y Temperatura Ambiente.
- Humedad Relativa y Humedad de Saturación.
- Humedad Absoluta.

Habitualmente, el punto de rocío se determina utilizando tablas o diagramas psicrométricos. Así mismo, existen medidores de punto de rocío que proporcionan la lectura directa del mismo. Por aplicación de fórmulas, es posible calcular el punto de rocío a partir de la humedad relativa W_r y de la temperatura ambiente t , que es el caso más general que se puede presentar.

En primer lugar, se halla la humedad de saturación W_s a partir de la temperatura t y de la presión del sistema, utilizando la ecuación (3).

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

Luego, se obtiene la humedad absoluta W a partir de la ecuación:

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

Puesto que, en el punto de rocío, la humedad absoluta W se convierte en humedad de saturación $W = W_s$, se utilizará la fórmula (3) despejando de ella P_a y sustituyendo W_s por el valor de W calculado anteriormente así:

$$P_a = \frac{W \times P}{0.625 + w}$$

Finalmente, en la tabla de presiones de vapor de agua (No. 1 y 2) se busca la temperatura que corresponde al valor calculado para P_a , dicha temperatura es el valor del punto de rocío deseado.

EJEMPLO:

Calcular el punto de rocío de un ambiente a 25° C y 70% de humedad relativa a la presión atmosférica. Dado que la presión del vapor de agua a 25° C es de 23.756 mm Hg.

Resulta:

$$W_s = 0.625 \cdot \frac{23.756}{760 - 23.756} = 0.0202 \text{ kg de vapor de agua por kg de aire seco,}$$

$$W = \frac{70 \times 0.0202}{100} = 0.01414 \text{ kg de vapor de agua por kg de aire seco y}$$

$$Pa = \frac{0.01414 \times 760}{0.625 + 0.01414} = 16.81 \text{ mm Hg}$$

En la tabla 1 de Presiones de Vapor, se puede leer que la temperatura que proporciona una presión de vapor de 16.81 mm Hg está comprendida entre 19° C y 20° C, por lo que se puede concluir indicando que el punto de rocío deseado es de 19.5° C.

6.1 INFLUENCIA DE PRESION EN EL PUNTO DE ROCIO

Una forma de obtener aire mas seco, es decir, con menor humedad absoluta, podría consistir en comprimirlo adecuadamente a temperatura constante, con posterior reexpansión hasta la presión inicial.

Tal proceso podría desarrollarse en tres fases:

1.- En una primera fase, se producirá un aumento de la humedad relativa hasta que la misma alcanzara el 100%. El aumento de presión implicaría simultáneamente una disminución de la humedad de saturación.

Cada vez estaría mas cerca de la saturación, o sea de iniciar la formación de condensados, por lo que el punto de rocío se irá acercando a la temperatura del sistema, es decir, el punto de rocío iría aumentando.

2.- Una vez alcanzada la saturación, el aumento de presión daría lugar al inicio de la condensación, puesto que la continua disminución de la humedad de saturación habría alcanzado el valor de la humedad absoluta que, por lo tanto empezaría a disminuir siendo siempre igual a la de saturación en su descenso.

Puesto que el ambiente estaría saturado y el proceso se realizaría a temperatura constante, el punto de rocío no sufriría variación alguna siendo igual al valor de la temperatura del sistema.

3.- Si a continuación, se restituyera la presión inicial, o simplemente, se disminuyera la presión, manteniendo siempre la misma temperatura, se motivaría un aumento de la humedad de saturación, con lo que la humedad relativa empezaría a disminuir. Con ello, se iniciaría el descenso del punto de rocío. Si la expansión se llevara hasta alcanzar la presión inicial, el punto de rocío habría descendido hasta un valor menor del inicial, obteniendo así aire más seco.

Resumiendo, en un proceso de compresión pueden distinguirse, dos etapas:

a) Antes de alcanzar la saturación:

La humedad absoluta permanece constante.

La humedad de saturación disminuye.

La humedad relativa aumenta.

El punto de rocío aumenta.

b) Una vez alcanzada la saturación:

La humedad absoluta disminuye.

La humedad de saturación disminuye. ($W=W_s$)

La humedad relativa permanece al 100 %

El punto de rocío permanece constante.

Se produce eliminación de agua líquida.

Y en un Proceso de Expansión:

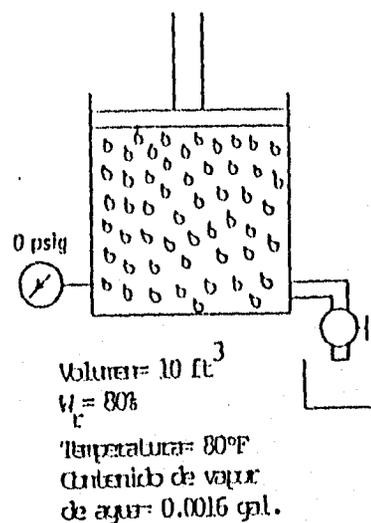
La humedad absoluta permanece constante.

La humedad de saturación aumenta.

La humedad relativa disminuye.

El punto de rocío disminuye.

El siguiente sistema ejemplifica el concepto anterior; la influencia de la presión en el punto de rocío:



Consideremos un volumen de aire de 10 ft³ a presión atmosférica (0 psig) y 80° F de temperatura con una humedad relativa del 80%.

Bajo estas condiciones la cantidad de vapor de agua contenido en el sistema se determina de las tablas 7 y 8, que se anexan a continuación, siendo igual a 0.1625 gal/100ft³; por lo tanto para 10 ft³ será igual a 0.001625 gal.

Si aumentamos la presión, antes de saturar el sistema las condiciones serán:

La humedad de saturación disminuye.

La humedad absoluta permanece constante.

La humedad relativa aumenta.

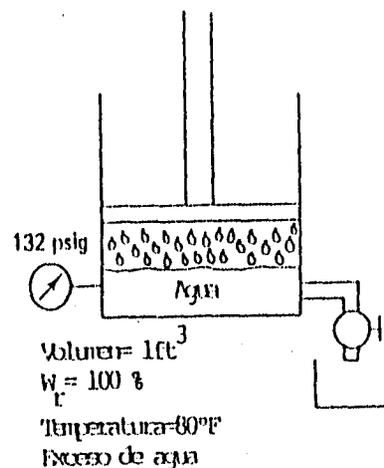
El punto de rocío aumenta.

TABLA NO. 7
 CONTENIDO DE AGUA DEL AIRE EN GALONES POR 1000FT³

% RH	Temperatura, °F									
	35	40	50	60	70	80	90	100	110	120
5	.0019	.0024	.0035	.0050	.0071	.0099	.0136	.0186	.0250	.0332
10	.0039	.0047	.0069	.0100	.0142	.0198	.0273	.0372	.0501	.0668
15	.0058	.0071	.0104	.0150	.0213	.0298	.0411	.0561	.0755	.1007
20	.0078	.0095	.0139	.0200	.0284	.0398	.0549	.0750	.1012	.1351
25	.0098	.0119	.0174	.0251	.0356	.0498	.0689	.0940	.1270	.1699
30	.0117	.0143	.0209	.0301	.0427	.0599	.0828	.1132	.1531	.2051
35	.0137	.0166	.0244	.0351	.0499	.0700	.0969	.1325	.1794	.2407
40	.0156	.0190	.0279	.0402	.0571	.0801	.1110	.1519	.2060	.2768
45	.0176	.0214	.0314	.0453	.0644	.0903	.1251	.1715	.2328	.3133
50	.0195	.0238	.0349	.0503	.0716	.1005	.1394	.1912	.2598	.3502
55	.0215	.0262	.0384	.0554	.0789	.1107	.1537	.2110	.2871	.3876
60	.0235	.0286	.0419	.0605	.0861	.1210	.1681	.2310	.3146	.4254
65	.0254	.0310	.0454	.0656	.0934	.1313	.1825	.2511	.3424	.4637
70	.0274	.0334	.0490	.0707	.1007	.1417	.1970	.2713	.3705	.5025
75	.0294	.0358	.0525	.0758	.1081	.1521	.2116	.2917	.3988	.5418
80	.0313	.0382	.0560	.0810	.1154	.1625	.2263	.3122	.4273	.5816
85	.0333	.0406	.0596	.0861	.1228	.1730	.2410	.3328	.4562	.6219
90	.0353	.0430	.0631	.0913	.1302	.1835	.2559	.3536	.4833	.6627
95	.0372	.0454	.0666	.0964	.1376	.1940	.2707	.3745	.5147	.7041
100	.0392	.0478	.0702	.1016	.1450	.2046	.2857	.3956	.5443	.7460

TABLA NO. 8
 CONTENIDO DE AGUA DEL AIRE SATURADO EN GALONES POR 1000FT³

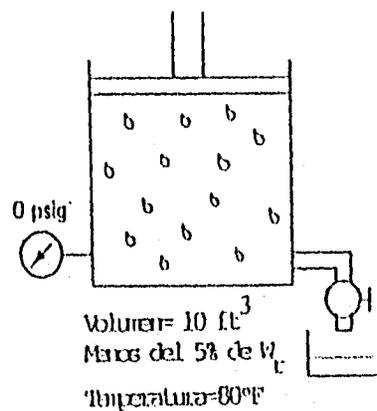
PSIG	Temperatura, °F									
	35	40	50	60	70	80	90	100	110	120
0	.0192	.0479	.0702	.1016	.1450	.2046	.2857	.3956	.5443	.7460
10	.0233	.0283	.0416	.0600	.0854	.1200	.1667	.2290	.3119	.4217
20	.0165	.0201	.0293	.0426	.0605	.0849	.1176	.1612	.2186	.2939
30	.0128	.0156	.0229	.0330	.0469	.0657	.0909	.1243	.1682	.2256
40	.0105	.0128	.0187	.0269	.0383	.0536	.0741	.1012	.1367	.1830
50	.0089	.0108	.0158	.0228	.0323	.0452	.0625	.0853	.1152	.1540
60	.0077	.0093	.0137	.0197	.0280	.0391	.0540	.0737	.0995	.1329
70	.0068	.0082	.0121	.0174	.0246	.0345	.0476	.0649	.0876	.1169
80	.0060	.0074	.0108	.0155	.0220	.0308	.0425	.0580	.0782	.1043
90	.0055	.0067	.0098	.0140	.0199	.0279	.0385	.0524	.0706	.0942
100	.0050	.0061	.0089	.0128	.0182	.0254	.0351	.0478	.0644	.0858
110	.0046	.0056	.0082	.0118	.0167	.0234	.0323	.0439	.0592	.0789
120	.0043	.0052	.0076	.0109	.0155	.0216	.0298	.0407	.0548	.0729
130	.0040	.0048	.0071	.0102	.0144	.0201	.0278	.0378	.0509	.0678
140	.0037	.0045	.0066	.0095	.0135	.0188	.0260	.0354	.0476	.0634
150	.0035	.0042	.0062	.0089	.0126	.0177	.0244	.0332	.0447	.0595
160	.0033	.0040	.0058	.0084	.0119	.0167	.0230	.0313	.0421	.0561
170	.0031	.0038	.0055	.0080	.0113	.0158	.0217	.0296	.0398	.0530
180	.0029	.0036	.0052	.0075	.0107	.0149	.0206	.0281	.0378	.0503
190	.0028	.0034	.0050	.0072	.0102	.0142	.0196	.0267	.0359	.0478
200	.0027	.0032	.0048	.0068	.0097	.0136	.0187	.0254	.0342	.0455



Continuamos aumentando la presión hasta llegar a 132 psig a donde el sistema se satura, o sea, la humedad relativa = 100 % El volumen disminuye siendo igual a 1ft³ y la temperatura se mantiene constante e igual a 80° F.

De la tabla 7 determinamos el contenido de humedad bajo estas condiciones, que es igual a 0.0201 gal/1000ft³. Por lo tanto, 1 ft³ será igual a 0.00002 gal.

Como anteriormente habían 0.0016 gal de humedad en el aire y actualmente sólo puede retener 0.00002 gal, el exceso de humedad se condensará, purgándose posteriormente. En este punto la humedad de saturación continua disminuyendo hasta alcanzar el valor de la humedad absoluta que también empieza a disminuir siendo siempre $W = W_s$ en el descenso. como el proceso se realiza a temperatura constante, el punto de rocío no varía y su valor es igual a de la temperatura del sistema.



Si nuevamente reducimos la presión del sistema a 0 psig, el vapor de agua contenido en 10 ft³ será de 0.00002 gal, que era el contenido máximo de vapor que 1ft³ de aire puede retener a 80° F (27° C) y 132 psig (9.10 bars).

Para poder entrar a la Tabla 7 y determinar la humedad relativa del sistema bajo estas condiciones debemos considerar que si 10 ft³ de aire contienen 0.00002 gal de agua, entonces 1000 ft³ contendrán 0.002 gal.

Regresando a la tabla 7 observamos que 0.002 gal/1000 ft³ es inferior a todos los valores enlistados para 80° F (27° C). De aquí que la humedad relativa sea inferior al 5%, en este punto la humedad de saturación aumenta, la humedad absoluta permanece

costante, la humedad relativa disminuye y también el punto de rocío disminuye.

6.2 INFLUENCIA DE LA TEMPERATURA EN EL PUNTO DE ROCÍO.

Siempre que se produce un aumento de temperatura en un ambiente de aire húmedo o saturado, la humedad absoluta permanece constante, por lo que, sea cual fuere la temperatura del aire recalentado, el punto de rocío no variará. Si se produce una disminución de la temperatura, habrá descenso del punto de rocío, siempre que se haya alcanzado la saturación del aire.

En un proceso de enfriamiento de aire no saturado, se pueden distinguir las dos etapas siguientes:

- a) Antes de alcanzar la saturación:
 - La humedad absoluta permanece constante.
 - La humedad de saturación disminuye.
 - La humedad relativa aumenta.
 - El punto de rocío permanece constante.
- b) Una vez alcanzada la saturación:
 - La humedad absoluta disminuye.
 - La humedad de saturación disminuye. ($W=W_s$)
 - La humedad relativa permanece al 100%
 - El punto de rocío disminuye.
 - Se produce eliminación de agua líquida.

En un proceso de calentamiento del aire húmedo, o saturado:

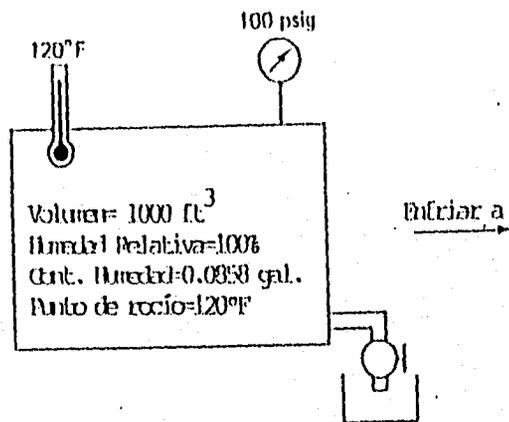
- La humedad absoluta permanece constante.
- La humedad de saturación aumenta.
- La humedad relativa disminuye.
- El punto de rocío permanece constante.

Así como la compresión del aire puede utilizarse como agente secador en un sistema de secado, de igual forma una disminución de su temperatura permite obtener el mismo resultado.

Uno de los métodos más conocidos y utilizados para secar el aire comprimido, consiste en enfriarlo para eliminar los

condensados formados y eventualmente proceder a su recalentamiento para utilizarlos a temperaturas ambiente, ello se efectúa en los secadores denominados frigoríficos.

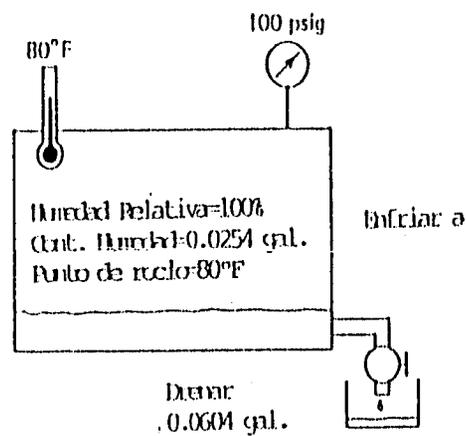
A continuación presentamos un sistema ejemplificando como influye la temperatura en la capacidad que tiene el aire para retener vapor de agua, a presión constante.



Consideramos un volumen de aire saturado de 1000 ft³, a una temperatura de 120° F (49 °C) y presión constante = 100 psig. (6.9 bar). Consideramos la humedad relativa del sistema igual a 100%

De la tabla 8 podemos determinar el contenido de agua de 1000 ft³ de aire saturado, a 100 psig y 120° F, el cual es igual a 0.0858 galones.

Considerando la humedad relativa = 100%, entonces $W = W_s$; el punto de rocío será igual a 120° F (49° C)



Enfriamos el sistema a 80° (27° C), a presión constante, obteniendo lo siguiente:

- La humedad relativa permanece al 100%
- La humedad absoluta y la humedad de saturación

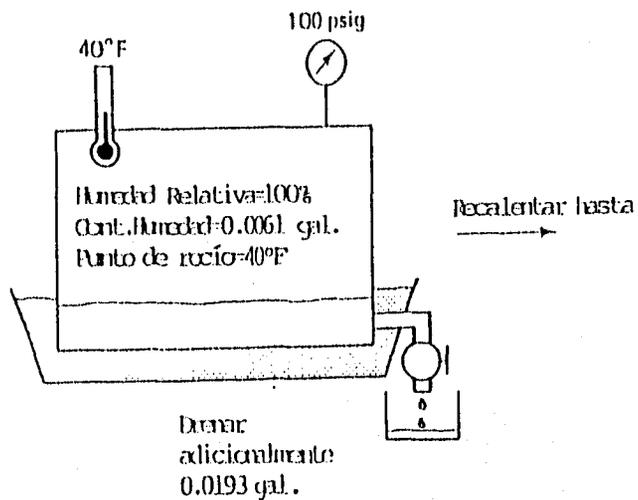
disminuyen $W = W_s$

- El punto de rocío disminuye

El contenido de humedad, lo determinamos nuevamente de la tabla 10 a 100 psig y 80° F Obteniendo 0.0254 galones.

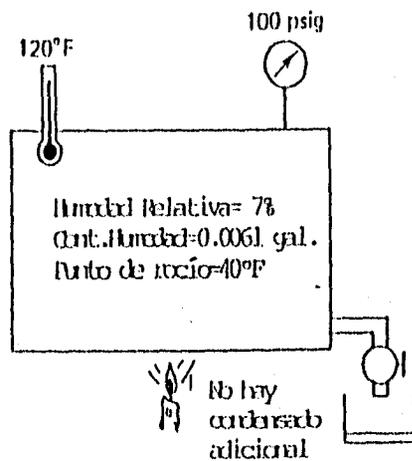
Como sabemos al disminuir la temperatura, disminuye la humedad de saturación y la humedad relativa permanece al 100% por lo que el punto de rocío también disminuye siendo en este caso igual a 80° F (27° C) lo cual provoca una condensación que es igual a :

$(0.0858 - 0.0254) = 0.0604$ galones la cual es drenada del sistema.



Si nuevamente disminuimos la temperatura a 40° F (4.4° C), la humedad relativa permanece al 100%, la humedad de saturación disminuye al igual que la humedad absoluta y por lo tanto el punto de rocío disminuye también. En este caso, para 40° F y 100 PSIG, de la tabla 8, obtenemos que, para estas condiciones el contenido de agua es igual a 0.0061 galones. La condensación que se presentará será igual a:

$0.0254 - 0.0061 = 0.0193$ gal., la cual nuevamente es drenada.



Nuevamente calentamos el sistema hasta alcanzar la temperatura inicial de 120° F manteniendo la presión constante, obteniendo que:

- A) La humedad de saturación aumenta
- B) La humedad absoluta permanece constante
- C) La humedad relativa disminuye
- D) El punto de rocío permanece constante
- E) El contenido de agua se determina de tablas a

100 psig y 120° F observando que, nuevamente, tiene la capacidad de retener hasta 0.0858 galones, sin embargo como el exceso de humedad ya ha sido drenado, solamente quedan 0.0061 gal de humedad.

De aquí que, ahora la humedad relativa se reduzca a:

$$W_r = \frac{W}{W_s} = \frac{0.0061 \times 100}{0.0858} = 7\%$$

7. SIMBOLOGIA:

En Neumática al diseñar una red es indispensable utilizar los distintos símbolos existentes para la sencilla ejemplificación y comprensión de los diagramas neumáticos.

A continuación se muestra, en forma de tabla la descripción, su significado y el símbolo respectivo de cada uno de los equipos y accesorios en la Neumática.

SEÑALIZACION DE LAS TUBERIAS SEGUN DIN 2403

La señalización se refiere a los tubos, sus uniones y accesorios. Los tubos se marcan según el medio que conducen, mediante placas de colores. Las placas contienen la denominación del medio circulante o una característica fijada para ello. Los medios circulantes transportados por las tuberías se dividen en 10 grupos según sus características generales, cuyos colores se fijaron como se indica a continuación:

MEDIO CIRCULANTE	GRUPO	COLOR	RAL
Agua	1	verde	6010
Vapor	2	rojo	3003
Aire	3	azul	5009
Gases combustibles	4	amarillo	1012
Gases no combustibles	5	amarillo	1012
Acidos	6	naranja	2000
Sosas	7	violeta	4001
Líquidos combustibles	8	marón	8001
Líquidos no combustibles	9	marón	8001
Vacío	0	gris	7002

Denominación	Significado	Símbolo
Transformación de la energía		
Compresor	Con volumen de desplazamiento constante (solo un sentido de flujo)	
Motor neumático	Con volumen de desplazamiento constante	
	Con un sentido de flujo	
	Con dos sentidos de flujo	
	Con volumen de desplazamiento variable	
	Con dos sentidos de flujo	
Motor giratorio	Neumático (motor neumático con giro limitado)	
Cilindro de simple efecto	Cilindros, en los que la presión solo tiene efecto en un mismo sentido (para avance)	
	Retroceso por una fuerza no determinada	
	Retroceso por muelle	
Cilindro de doble efecto	Cilindros en los que la presión tiene efecto en ambos sentidos, a voluntad (avance y retroceso)	
	Con un solo vástago	
	Con doble vástago	
Cilindro con amortiguación	Con amortiguación simple no regulable (efecto solo en un sentido)	
	Con amortiguación en ambos lados, no regulable (efecto en ambos lados)	
	Con amortiguación simple, regulable	
	Con amortiguación en ambos lados, regulable	

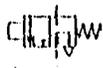
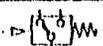
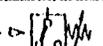
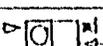
Denominación	Significado	Símbolo
Freno hidráulico	Regulación en un sentido	
	Regulación en ambos sentidos	
Amortiguación hidráulica	Regulación en un sentido	
Unidad de avance oleo neumática	Unidad que consta de cilindro neumático y freno hidráulico con regulación de velocidad en dos sentidos.	
Cilindro con accionamiento constante	Cilindro neumático, en el que una vez conectado el aire comprimido y alcanzada una posición final del émbolo, el movimiento del émbolo se invierte automáticamente hasta que se cierra el aire de entrada.	
Multiplicador de presión	Dispositivo que convierte una presión X a una presión Y mayor; Para medios de presión con idénticas características, p.e. un presión neumática X se convierte a una presión Y mayor.	
	Para dos medios de presión diferentes, p.e. una presión neumática X se convierte a una presión Y hidráulica mayor.	
Convertidor de presión	Dispositivo que convierte una presión neumática a una presión hidráulica siempre igual, ó viceversa.	

Denominación	Significado	Símbolo
Válvulas de mando		
2/2 vías	Dos conexiones, posición de reposo cerrada	
	Dos conexiones, posición de reposo abierta	
3/2 vías	En primera posición de conexión, entrada cerrada, p. e. un cilindro de simple efecto o escape o conectado a una conducción de pilotaje.	
	En reposo, entrada abierta, conectada a la utilización.	
4/2 vías	Con dos posiciones de conexión, p. e., para cilindros de doble efecto	
5/2 vías	Con dos posiciones de conexión, p. e., para cilindros de doble efecto	
3/3 vías	Con posición central cerrada y tres posiciones	
4/3 vías (ejemplos)	Con posición central a depósito y 2 posiciones de distribución	
	Con posición central, salidas a escape y 2 posiciones de distribución	
5/3 vías	Con posición central cerrada y dos posiciones de distribución	
5/4 vías	Con posición central cerrada y 3 posiciones de distribución	
3/6 vías	La entrada P está unida a una de las 6 salidas. Las salidas que no conectan están a escape.	
Válvula anti-retorno	Sin muelle	
	Abre cuando la presión de entrada es mayor que la presión de salida. Bajo presión del muelle abre, cuando la presión de entrada es mayor que la presión de salida, sobre la fuerza de apriete del muelle.	
Válvula selectora	Cualquiera de las dos entradas conecta con la salida, mientras que la otra entrada queda cerrada cuando se establece presión en una de ellas.	

Denominación	Significado	Símbolo
Válvula de escape rápido	Cuando la abertura de entrada está sin aplicación de presión, entonces la salida está a libre escape a la atmósfera.	
Válvula de estrangulación	Con estrangulación regulable	
Regulador unidireccional (válvula anti-retorno con estrangulación)	Regulador con paso de aire en un sentido y estrangulación constante en el otro sentido.	
	Con estrangulación regulable	
Válvula secuencial	Cuando la presión en la entrada sobrepasa un cierto valor, se abra su paso hacia la salida	
Válvula reguladora de presión	Válvula que mantiene ampliamente constante la presión de salida, a pesar de alteraciones en la presión de entrada	
	Sin escape (no se compensan los regímenes excesivos) Con escape (se compensan los regímenes excesivos)	
Regulador de presión diferencial	La presión de salida se reduce a un valor fijo, que depende de la presión de entrada.	
Válvula de aislamiento o cierre		
Válvula de simultaneidad	La salida solamente conduce aire a presión cuando las dos entradas se hallen bajo presión	
Transmisión y acondicionamiento de la energía		
Fuente de presión		
Conducción de trabajo	Conducción para transmisión de energía	
Conducción de mando	Conducción para transmisión de la energía de mando (ajuste y regulación incluidos)	
Conducción de salida o fuga	Conducción para escape de aire	
Unión de conducción flexible	Para unir piezas móviles	
Conducción eléctrica	Conducción para transmisión de energía eléctrica	
Unión entre conducciones	Uniones fijas, p. e. soldado, alornillado (inclusive Filtings y racores)	

Denominación	Significado	Símbolo
Cruce de conducciones	Conducciones no unidas entre sí	
Lugar de escape del aire		
Orificio de salida	Sin dispositivo para conexión	
	Con rosca para conexión	
Toma de energía	Conexión de presión en aparatos y conducciones para toma de energía o para mediciones	
	Con tapón de cierre	
Acoplamiento rápidos	Unido, sin válvula anti-retorno que abre mecánicamente	
	Unido, con válvulas anti-retorno que abren mecánicamente	
	Desacoplado, con linal abierto	
	Desacoplado, fin cerrado mediante válvula anti-retorno sin muelle	
Unión de giro	Unión de conducción que permite giro en ángulo durante el funcionamiento	
	1 paso	
	3 pasos	
Silenciador		
Recipiente (depósito aire comprimido)		
Filtro	Aparato para separar partículas de suciedad	
Separador de agua	Accionamiento manual	
	Con purga automática	
Filtro con separador de agua	Este aparato es una combinación de filtro y separador de agua	
	Accionamiento manual	
	Con purga automática	
Secador de aire	Aparato en el que se seca el aire (p.e. mediante químicos)	
Lubricador	Aparato en el que se enriquece el aire con un pequeño flujo de aceite para la lubricación de los elementos de trabajo	
Manómetro		

Denominación	Significado	Símbolo
Unidad de mantenimiento	Unidad de aparatos que consiste de filtro, regulador de presión, manómetro, y lubricador	
	Símbolo simplificado	
Indicación óptica	Indicación de presión mediante color	
Tipos de accionamiento		
Accionamiento muscular	En general (sin indicación del tipo de accionamiento)	
	Mediante pulsador	
	Mediante palanca	
	Mediante pedal	
Accionamiento mecánico	Mediante leva (básico)	
	Mediante muelle	
	Mediante rodillo	
	Mediante rodillo escamoteable, trabaja solo en un sentido (retroceso en vacío)	
Accionamiento neumático	Efecto directo por medio de la aplicación de presión	
	Mediante escape en el pilotaje	
	Mediante diferentes superficies de mando. El rectángulo mayor en el símbolo representa la mayor superficie de mando, es decir, la fase con prioridad	
	Accionamiento indirecto, servopilotado	
	Mediante aplicación de presión de la válvula servopilotada	
	Mediante compensación de la válvula servopilotada	
Accionamiento eléctrico	Mediante electroimán con un bobinado	
	Con dos bobinados de efecto del mismo sentido	
	Con dos bobinados de efecto en sentido inverso	
Accionamiento combinado	Mediante electroimán y válvula servopilotada	
	Mediante electroimán ó válvula servopilotada	
Enclavamiento	Dispositivo que mantiene una posición prefijada	
Mecanismo de avance	Evita, p.e., que un émbolo que se encuentra en posición mede se quede parado	

Denominación	Significado	Símbolo
Convertidores, Contadores, Sensores		
Interrupor de aproximación	Emisor de señales eléctricas de accionamiento magnético. Al aproximarse un campo magnético se cierra un contacto Reed y emite una señal de salida eléctrica. Emisor neumático de accionamiento magnético. Al aproximarse un campo magnético se pone en funcionamiento una válvula y se emite una señal de salida neumática.	 
Final de carrera eléctrico	Según conexión, los finales de carrera pueden emplearse como contacto de trabajo, de reposo o conmutador.	
Convertidor de señales neumático/eléctrico	Las señales neumáticas se convierten en señales de salida eléctricas.	
Presostato	El aparato conmuta con una presión determinada regulable.	
Contador totalizador	Una señal neumática impulsa al contador (sumando).	
Contador con preselección	El contador cuenta señales neumáticas hacia atrás (restando) y da una señal determinada.	
Detector reflex (sensor de flujo anular)	El sensor de flujo anular emite una señal neumática al acercarse un objeto.	
Emisor por obturación de fuga	Al cerrarse la tobera alimentada con aire, se emite una señal neumática.	
Tobera emisora de la barrera de aire	La tobera produce un flujo de aire orientado hacia la tobera receptora.	
Tobera receptora de la barrera de aire	La tobera receptora se usa en combinación con la tobera emisora como barrera de aire para el registro de objetos.	
Detector de horquilla	Para la detección sin contacto de objetos pequeños.	

CAPITULO II

TIPOS DE COMPRESORES

TIPOS DE COMPRESORES

En este capítulo se explican los cuatro distintos métodos de compresión de gases, así como también se presenta una clasificación de los diferentes tipos de compresores. Además de una breve explicación de su funcionamiento.

Posteriormente se explica más ampliamente el principio de operación de cada uno de ellos, en el orden siguiente:

1. Compresor Reciprocante
2. Compresor de Paletas Deslizantes
3. Compresor de Anillo Líquido
4. Compresor de Dos Lóbulos Rectos
5. Compresor de Tornillo o de Lóbulos Helicoidales
6. Compresor Dinámico
 - 6.1 Dinámico Tipo Centrífugo
 - 6.2 Dinámico de Flujo Axial
 - 6.3 Dinámico de Flujo Mixto
7. Eyector

Los distintos tipos de construcción se pueden emplear según las exigencias de presión de trabajo y caudal de suministro.

1. METODOS DE COMPRESION

Cualesquiera de los cuatro siguientes métodos se pueden utilizar para comprimir los gases. Los dos primeros son del tipo intermitente y los otros dos del tipo de flujo continuo. Estos métodos son:

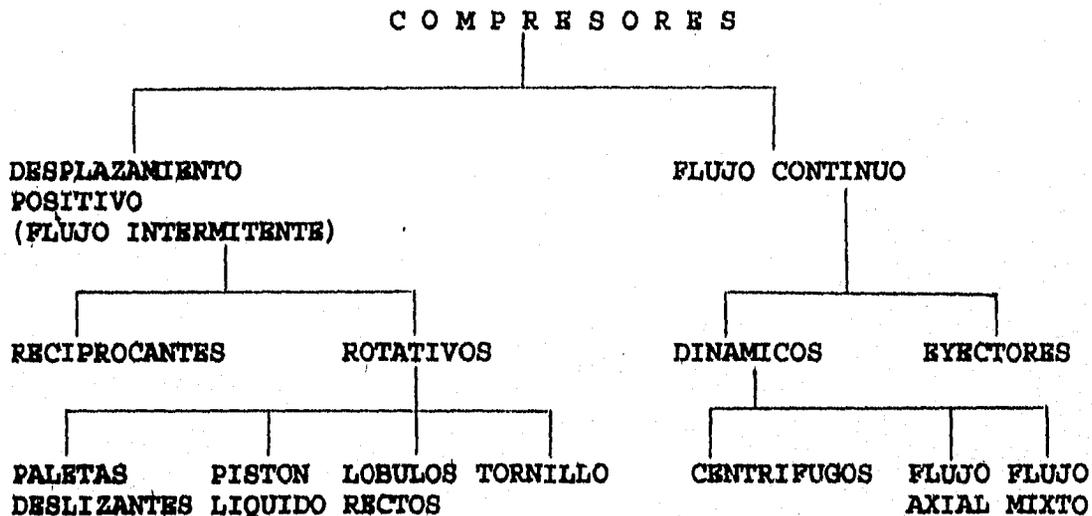
1) Atrapar cantidades consecutivas de gas en cierta cavidad, reducir el volumen, incrementando de esta forma la presión, para posteriormente expulsar el gas comprimido de la cavidad.

2) Atrapar cantidades consecutivas de gas en una cavidad, acarrear el gas sin variar el volumen hasta el punto de descarga, comprimirlo por contraflujo procedente del sistema de descarga para expulsar posteriormente el gas comprimido de la cavidad.

3) Comprimir el gas por la acción mecánica de impulsores rotativos ó rotores de paletas que imprimen velocidad y presión al flujo de gas (la velocidad es posteriormente convertida en presión mediante difusores estacionarios; y,

4) Conducir el gas a una boquilla (jet) de alta velocidad que maneje el mismo u otro gas (usualmente, más no necesariamente vapor) y convertir la alta velocidad de la mezcla en presión por medio de un difusor.

Los compresores que utilizan los métodos 1 y 2 son del tipo intermitente y se conocen como máquinas (compresores) de desplazamiento positivo, aquellos que utilizan el método 3 se conocen como compresores dinámicos. Los compresores que utilizan el método 4 se conocen como eyectores y operan normalmente con una presión de admisión inferior a la atmosférica.



Las unidades de desplazamiento positivo son máquinas, en las cuales, una cierta cantidad de aire ó gas ocupa un espacio determinado, el cual, es mecánicamente reducido, consiguiendo así un incremento de la presión.

Los compresores reciprocantes son máquinas de desplazamiento positivo en las cuales, la compresión es efectuada por un pistón, el cual tiene un movimiento reciprocantes dentro de un cilindro.

Los compresores de desplazamiento positivo rotativos son máquinas, en las que la compresión y el desplazamiento se efectúa por la acción de elementos rotativos.

Los compresores de paletas deslizantes son máquinas de desplazamiento positivo, en las cuales, las paletas axiales se deslizan radialmente en un rotor excéntrico montado en un recinto cilíndrico. El gas atrapado entre las paletas es comprimido y descargado.

Los compresores de pistón líquido son máquinas de desplazamiento positivo rotativas, en las cuales el agua u otro líquido se usa como pistón para comprimir y desplazar el gas manejado.

Los compresores de dos lóbulos rectos son máquinas rotativas de desplazamiento positivo en las cuales dos impulsores rectos atrapan el gas y lo acarrearán de la succión a la descarga.

Los compresores de lóbulos helicoidales o espirales (de tornillo) son máquinas de desplazamiento positivo en las cuales dos rotores engranados, cada uno con forma helicoidal, comprimen y desplazan el gas.

Los compresores dinámicos son máquinas rotativas de flujo continuo en las cuales el gas es acelerado al pasar por un elemento que gira a altas velocidades; convirtiendo la velocidad desarrollada en presión; esta conversión se efectúa tanto en el elemento rotativo como en el difusor estacionario.

Los compresores centrífugos son máquinas dinámicas, en las cuales uno o más impulsores rotativos, aceleran el gas. El flujo principal es radial.

Los compresores axiales son máquinas dinámicas, en las cuales la aceleración del gas se obtiene mediante la acción de un rotor con aspas; el flujo principal es axial.

Los compresores de flujo mixto son máquinas con un impulsor, cuya forma combina características del tipo centrífugo y del tipo axial.

2. TIPOS DE COMPRESORES

2.1 COMPRESOR RECIPROCANTE

Este compresor es del tipo de desplazamiento positivo. En él, el aire es comprimido por un pistón recíprocante en un cilindro equipado con válvulas de admisión y descarga. Este compresor utiliza válvulas automáticas accionadas por resorte, las cuales abren únicamente cuando la presión en el cilindro es ligeramente menor a la de succión. En forma similar, la válvula de descarga abre cuando la presión en el cilindro es ligeramente mayor a la de descarga. *B

El diagrama A de la Figura 1 muestra el cilindro lleno de aire a presión atmosférica. En el diagrama teórico PV, el punto 1 indica el inicio de la compresión. Ambas válvulas permanecen cerradas.

El diagrama B muestra la carrera de compresión, en la cual el pistón tiene movimiento hacia la izquierda, reduciendo el volumen original de aire, lo cual va acompañado de un incremento de presión. Las válvulas permanecen cerradas. El diagrama PV muestra la compresión del punto 1 al 2.

El diagrama C muestra al pistón completando la carrera de descarga. La válvula de descarga abre justamente en el punto 2 y el aire comprimido es expulsado a través de la válvula de descarga hacia el recipiente.

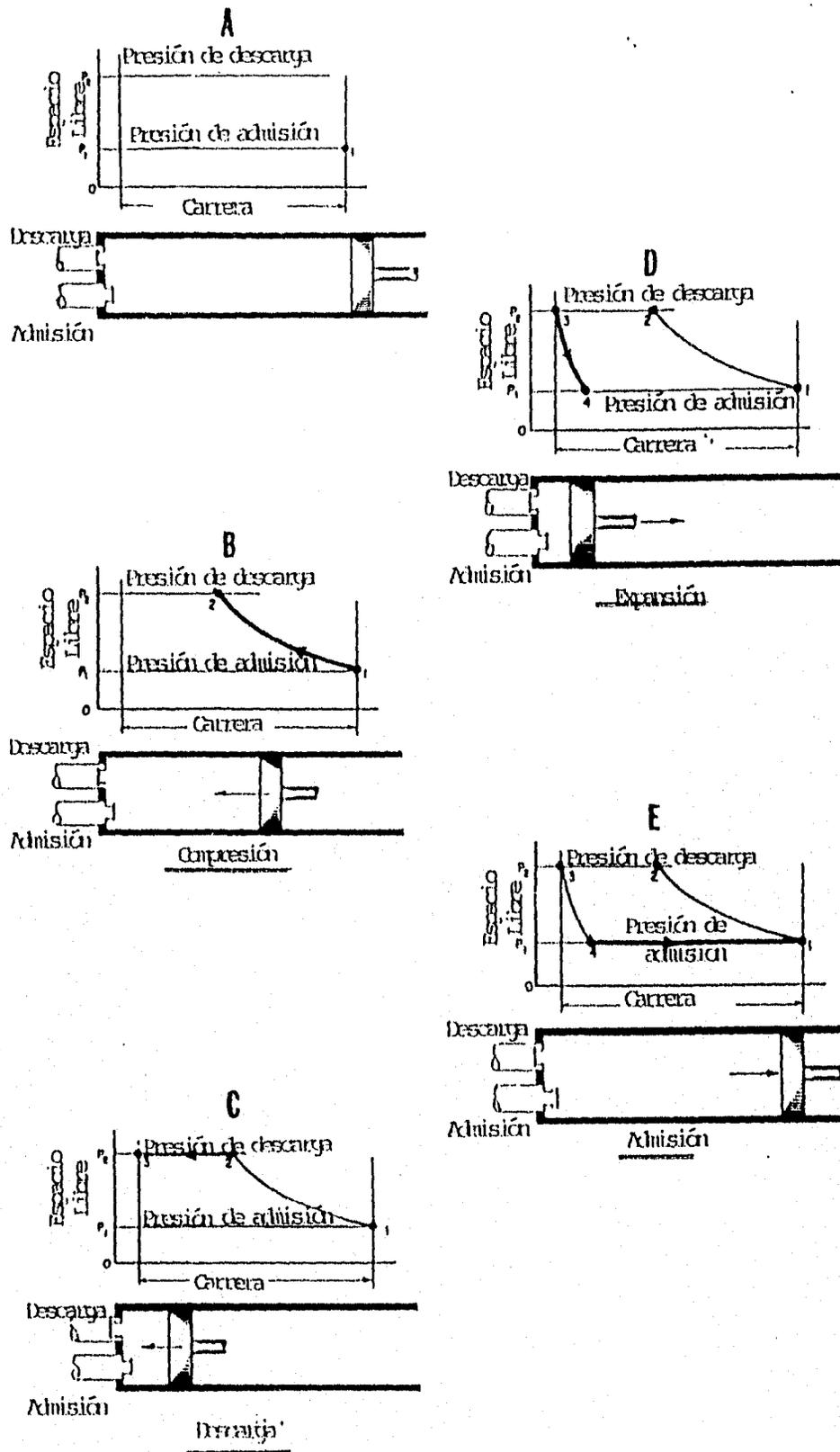


FIG. 1 PASOS DEL CICLO DE UN COMPRESOR RECIPROCANTE

Cuando el pistón ha alcanzado el punto 3, la válvula de descarga se cerrará dejando el espacio libre lleno de aire a la presión de descarga.

Durante la carrera de expansión, diagrama D, tanto la válvula de admisión como la de descarga permanecen cerradas y el aire atrapado en el espacio libre aumenta su volumen ocasionando una reducción en la presión. Esto continúa con el movimiento del pistón hacia la derecha, hasta que la presión del cilindro desciende por debajo de la presión de admisión en el punto 4. La válvula de admisión se abre y el aire fluye dentro del cilindro hasta el final de la carrera en el punto 1. Esta carrera de succión es ilustrada por el diagrama E. En el punto 1 del diagrama PV la válvula de admisión cierra y el ciclo se repetirá en la siguiente revolución del cigüeñal.

En un compresor recíprocante de dos etapas, los cilindros de la segunda etapa son más pequeños, porque el gas que ya ha sido parcialmente comprimido y enfriado, ocupa menos volumen que en la succión de la primera etapa. En la Figura 2 se observa el diagrama PV, correspondiente a un compresor de dos etapas, en el cual las condiciones antes de empezar la compresión son los puntos 1 y 5 para la primera y segunda etapa, respectivamente, después de la compresión los puntos 2 y 6 y después de la descarga, los puntos 3 y 7. La expansión ó el aire atrapado en el espacio libre durante el regreso de los pistones dan los

puntos 4 y 8 y la carrera de succión de los cilindros es llenada en los puntos 1 y 5.

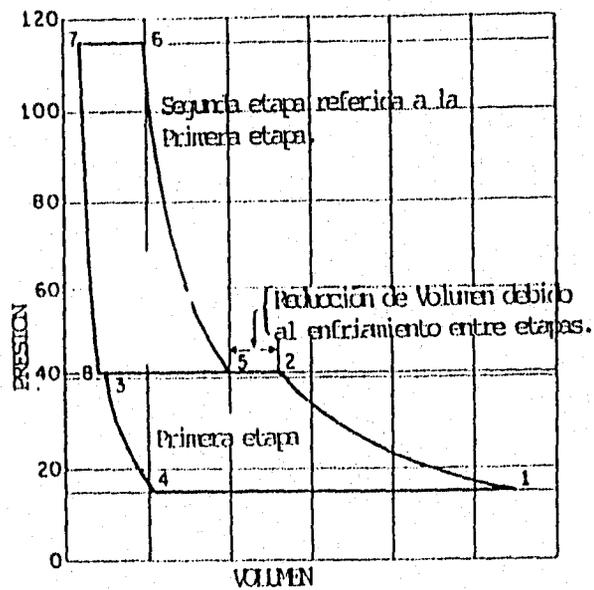
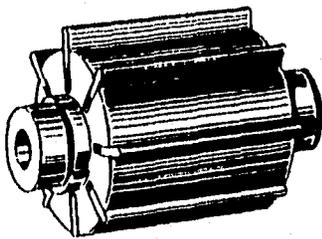


FIG. 2 DIAGRAMA PV DE UN COMPRESOR DE DOS ETAPAS

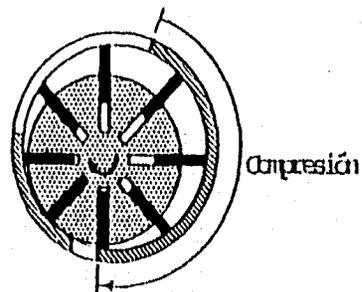
2.2 COMPRESOR DE PALETAS DESLIZANTES

Este compresor tiene como elemento básico una carcasa cilíndrica con sus respectivas tapas y un rotor.

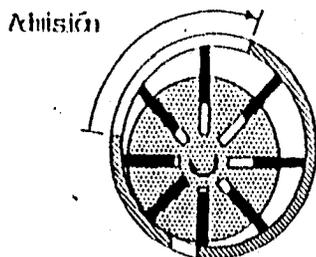
La carta teórica de este compresor es idéntica a la del tipo recíprocante. Sin embargo, hay una diferencia de gran importancia. La unidad recíprocante tiene válvulas operadas por resortes que abren automáticamente bajo presiones diferenciales pequeñas entre el exterior y el interior del cilindro.



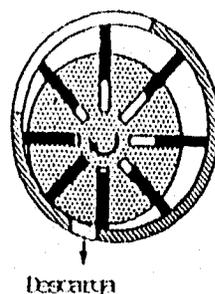
Rotor con paletas deslizantes



El gas es gradualmente comprimido conforme las cavidades se hacen más pequeñas.



Conforme el rotor gira el gas es atraído en las cavidades formadas por las paletas.



El gas comprimido es expulsado a través del puerto de descarga.

FIG. 3 PASOS DE UN COMPRESOR DE PALETAS DESLIZANTES

La válvula de descarga abre tan pronto alcanza el punto 2 de la figura 1-B y la de admisión tan pronto alcanza el punto 4, aunque pueden existir algunas variaciones en la presión de descarga.

El tipo de paletas deslizantes no tiene válvulas. Los periodos del ciclo cuando la succión y la descarga abren están determinados por la localización de los puertos sobre los que pasan las paletas Figura (3).

El puerto de succión normalmente es ancho y está diseñado para admitir gas hasta el punto en que la cavidad entre dos paletas es lo más grande posible. Se cierra cuando la paleta siguiente de cada cavidad pasa por la orilla del puerto de succión. El volumen de la cavidad decrece al girar el rotor y el gas se va comprimiendo, la compresión continua hasta que el puerto de descarga es descubierto por la paleta inicial de cada cavidad. Este compresor siempre comprimirá el gas hasta la presión de diseño sin importar la presión del tanque sobre el que esté descargando. Esto produce una distorsión del diagrama PV, ya que la presión de descarga es mayor ó menor que la de diseño.

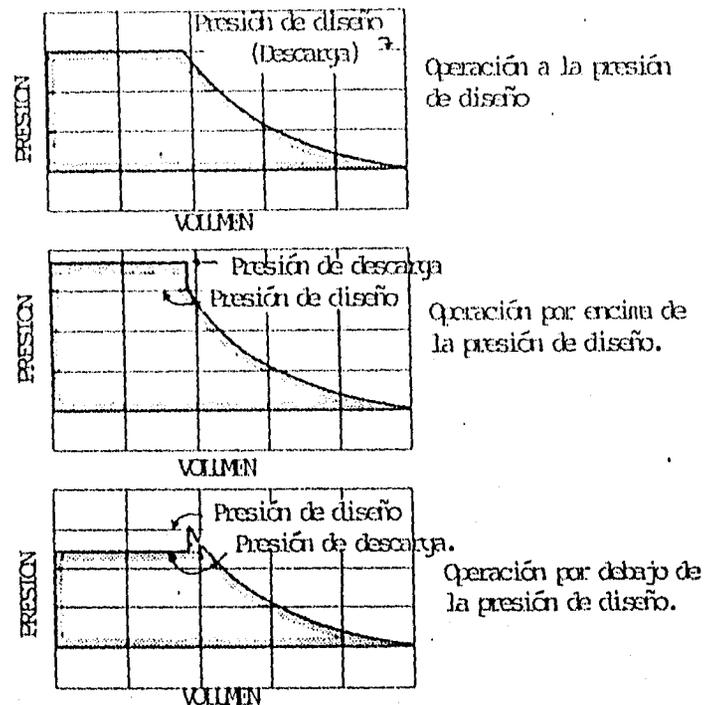


FIG. 4 COMPRESOR ROTATIVO CON PUERTOS FIJOS

Para aclarar esto, la Figura 4 muestra en una forma exagerada, la operación, de una unidad rotativa; con la descarga a la presión de diseño (diagrama superior) descarga por encima de la presión de diseño (diagrama central) y descarga por debajo de la presión de diseño (diagrama inferior). Esto se aplica a cualquier unidad rotativa con puertos fijos, compresión interna y sin válvulas.

Para relaciones de compresión altas ó para economizar, se necesita de etapas múltiples. Como sucede con los compresores recíprocos, la segunda etapa consiste de otro compresor diseñado para operar en serie con la primera etapa con una presión de admisión mayor y menor capacidad.

2.3 COMPRESOR DE PISTON LIQUIDO

Este compresor utiliza un rotor con múltiples paletas dobladas, a favor del sentido de giro, que rotan alrededor de un cono central que contiene puertos de succión y de descarga. Las paletas conducen un anillo líquido alrededor del interior de la carcasa elíptica. Los elementos básicos son: la carcasa, las cabezas y el ensamble del rotor. Figura 5.

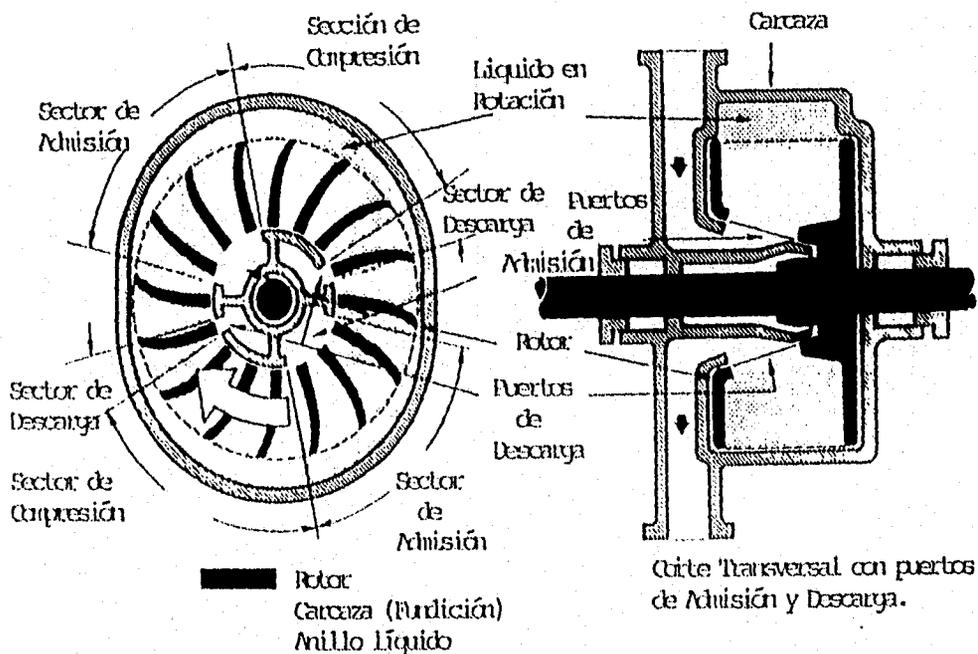


FIG. 5 COMPRESOR DE ANILLO LIQUIDO

Una cierta cantidad de líquido está atrapado entre las paletas adyacentes y conforme el rotor gira, el líquido se mueve dentro y fuera del espacio debido a la forma de la carcaza, esto crea el efecto de un pistón líquido. No tiene válvulas.

Para cada revolución del rotor se completan dos ciclos de compresión. Si se necesita líquido refrigerante, éste es alimentado a la carcaza en donde entra en contacto directo con el gas por comprimir. El exceso de líquido se descarga con el gas. La mezcla descargada pasa a través de un separador centrífugo para eliminar el líquido. La cantidad de líquido que puede pasar a través del compresor no es crítica y puede variarse para obtener los resultados deseados. La unidad puede manejar vapores saturados y materiales extraños. Esta unidad no se daña si una gran cantidad de líquido entra, inadvertidamente o intencionalmente, por la succión. La lubricación se requiere solo en los baleros, que se localizan afuera de la carcaza. El gas o aire que se comprime está libre de aceite. Es posible utilizar dos etapas, poniendo dos máquinas en serie.

2.4 COMPRESOR DE DOS LOBULOS RECTOS:

Este es un compresor de desplazamiento positivo consistente de una carcaza que contiene dos rotores o impulsores simétricos, los cuales, tienen una sección transversal en forma de ocho. Algunos tienen tres lóbulos. Esta unidad se mantiene en fase por medio de engranes externos, y la rotación de los lóbulos es en direcciones opuestas. El término 'cicloidal' se usa frecuentemente para este tipo de impulsores apesar de que estos pueden tener otro forma distinta a la cicloidal. No hay compresión, ni reducción del volumen del gas durante el giro de los rotores. Estos únicamente mueven el gas desde la admisión hasta la descarga. La compresión se produce por contraflujo, dentro de la carcaza, desde la descarga, en el momento que el puerto de descarga es descubierto. Posteriormente toma lugar el desplazamiento del gas comprimido dentro del sistema de descarga. No tiene válvulas. No hay contacto entre los impulsores o entre los impulsores y la carcaza. La operación de este compresor se puede comprender mediante la Figura 6.

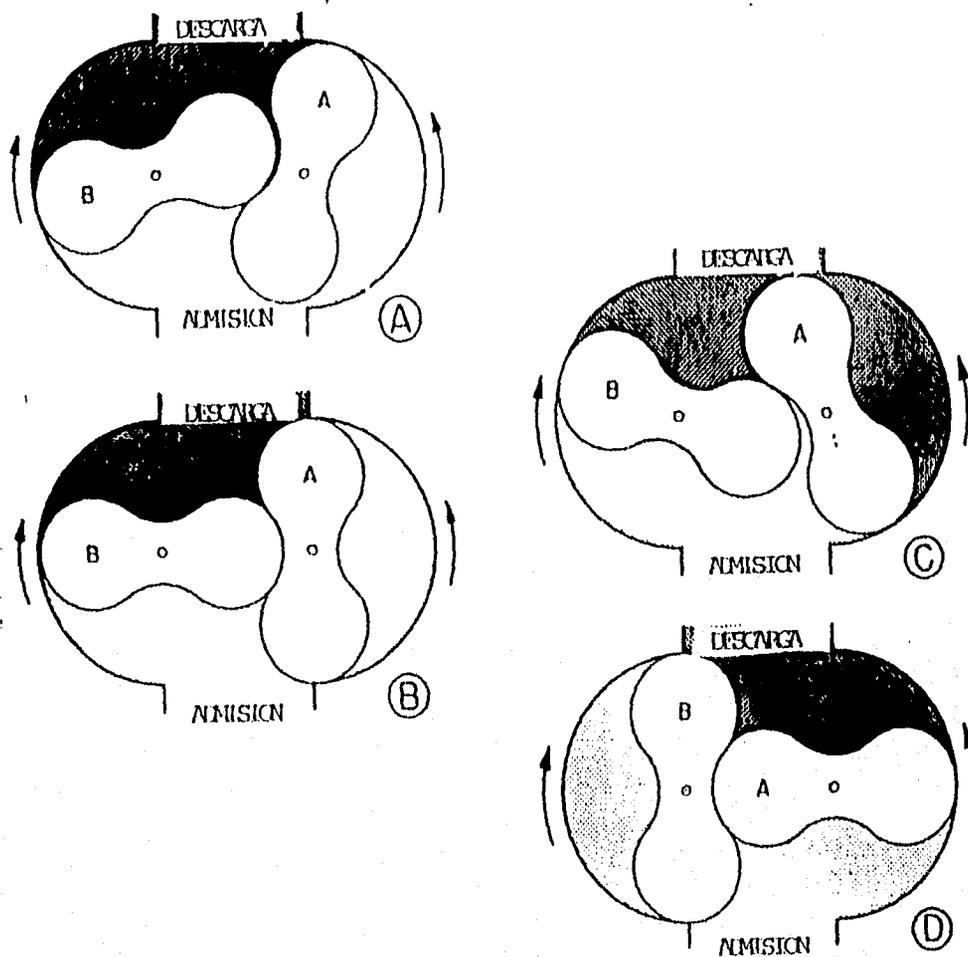


FIG. 6

CICLO DE OPERACION DE UN COMPRESOR DE DOS LOBULOS RECTOS

La parte obscura muestra el gas a presión de descarga. En el DIAGRAMA A, la cámara del lóbulo A está llena de gas a presión de admisión y la admisión pronto terminará. Lóbulo B está descargando gas a presión de descarga.

DIAGRAMA B:

El lóbulo A ha cerrado la admisión, pero aún no ha pasado por el puerto de descarga, el lóbulo B se encuentra aún descargando.

ESTE TEXTO NO DEBE
SALIR DE LA INDUSTRIA

DIAGRAMA C:

Lóbulo A ha pasado por el puerto de descarga, permitiendo que el gas fluya dentro de la cámara, donde se comprime. El otro lado del lóbulo A comienza el ciclo de admisión. El lóbulo B continúa descargando.

DIAGRAMA D:

Lóbulo A continúa descargando en un lado y llenando su cámara en el otro. El lóbulo B ha completado la succión para su segunda cámara y está a punto de pasar por el puerto de descarga.

A través de este ciclo, los rotores han girado 90° aproximadamente. Se realizan 4 descargas por revolución. Estas unidades generalmente son enfriadas por aire. Se pueden usar dos etapas en algunos casos, únicamente dimensionando las máquinas propiamente y colocándolas en serie.

2.5 COMPRESOR DE TORNILLO O DE LOBULOS HELICOIDALES:

Es una máquina de desplazamiento que consta de dos rotores. La compresión se efectúa entre los lóbulos helicoidales y las cámaras de la carcasa. Los lóbulos de los dos rotores son distintos. El rotor macho o conducido (rotor principal) tiene una forma que enboca en la cavidad del rotor hembra. Cerca del 85% al 90% de la potencia es usada por el rotor principal, mientras que el otro rotor requiere del 10 al 15%. Existen dos tipos; uno que utiliza engranes en los rotores, en el cual no se requiere de lubricación, ni de sellado. El segundo tipo usa un chorro de aceite a través de la máquina, para lubricar, sellar y enfriar el aire comprimido. Estas unidades tienen compresión interna y no tienen válvulas. Generalmente el rotor principal, tiene menos lóbulos que el secundario, por lo que opera a velocidades más altas.

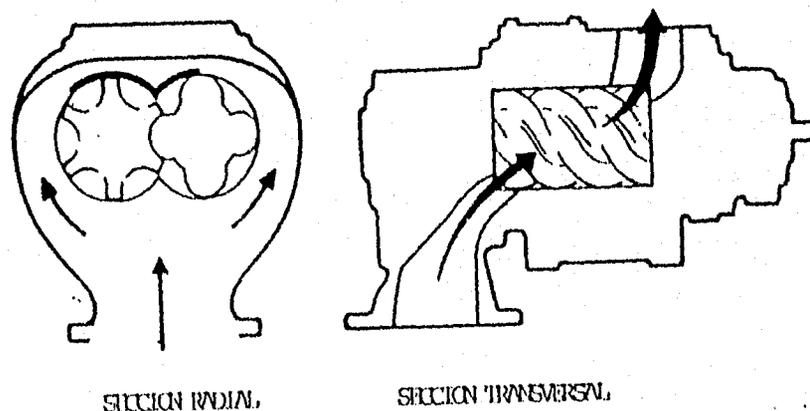


FIG. 7 COMPRESOR DE LOBULOS HELICOIDALES

En la Figura 7 vemos dos secciones transversales ilustrando en la sección radial el área de succión en un extremo. La sección transversal nos muestra el flujo del gas a través de la máquina.

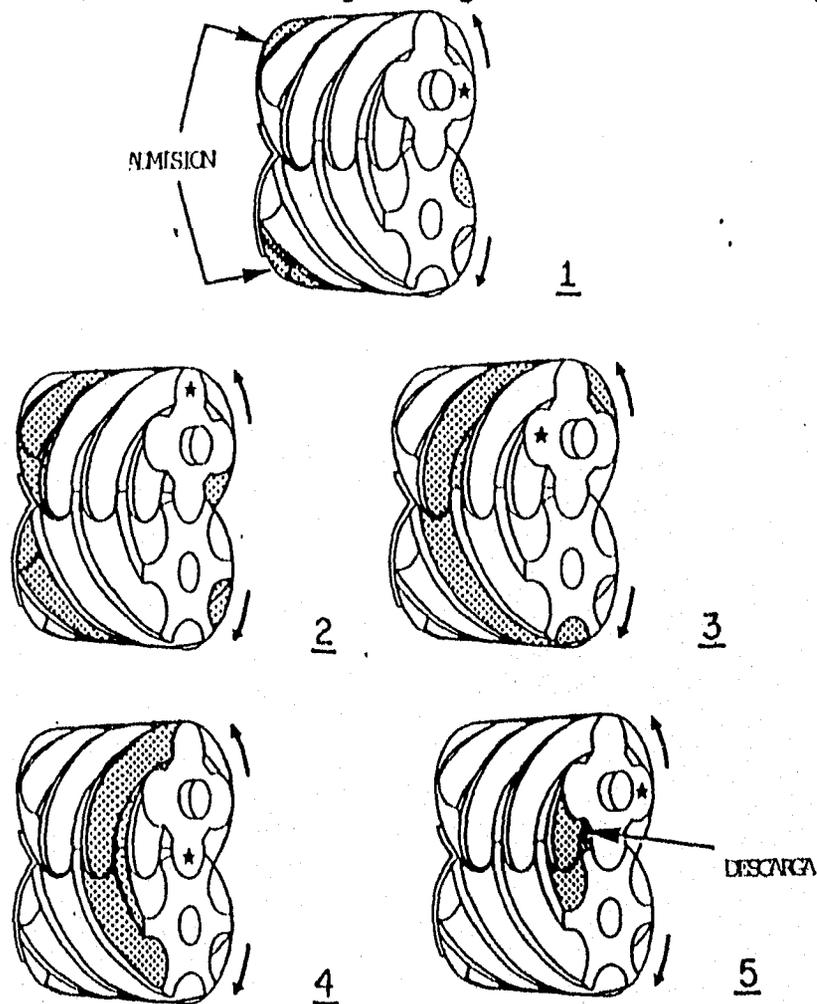


FIG. 8 PASOS DE UN COMPRESOR DE LOBULOS HELICOIDALES

En la Figura 8 las zonas sombreadas muestran el gas que está siendo comprimido paso a paso, considerando una sola cavidad durante una revolución del rotor principal.

1. La cavidad del rotor secundario está completamente abierta y llena de gas. La cavidad del rotor principal, está abierta a la admisión, pero aún no se llena.

2. La cavidad del rotor secundario se ha cerrado, y la del rotor principal está llena, pero aún abierta a la admisión.

3. Los lóbulos han engranado y las cavidades empiezan a acortarse.

4. Las cavidades espirales se vuelven más pequeñas; el gas es comprimido conforme se mueve axialmente hacia la zona de descarga. A través de la secuencia de 1 a 4 la cubierta de la zona de descarga ha sellado el final de la cavidad.

5. La descarga se ha descubierto y el gas comprimido es descargado. Mientras esto sucede en una cavidad, las otras están siguiendo el mismo ciclo.

El diagrama PV es similar al del compresor recíprocante si la relación de compresión actual es la misma que la de diseño. Es posible lograr un arreglo de dos etapas colocando las máquinas en serie.

2.6 COMPRESOR DINAMICO:

En un compresor de este tipo, la compresión depende de la transferencia de energía de un juego de paletas rotativas al gas. El rotor realiza esta transferencia de energía, cambiando el momento y la presión del gas. El momento es convertido en energía de presión, frenando el gas en un difusor estacionario.

Los compresores dinámicos no requieren lubricación interna y pueden proporcionar aire, libre de aceite. Los baleros de las flechas están externos a la carcasa, con lo que se evita una posible contaminación.

2.6.1 COMPRESOR TIPO CENTRIFUGO:

Este compresor tiene un impulsor con aspas radiales ó inclinadas hacia atrás. Generalmente entre dos anillos. El gas es forzado, a través del impulsor, por la rápida acción mecánica de las aspas rotativas, formando un torbellino alrededor de la flecha y a través del impulsor.

La velocidad generada es convertida en presión, parcialmente en el impulsor (esta cantidad depende del diseño), y otra parte en los difusores estacionarios, que se localizan después del impulsor. La Figura 9 ilustra la sección transversal y longitudinal de un compresor centrífugo de una sola etapa con aspas radiales, el cual utiliza un difusor radial y un colector de voluta en el difusor.

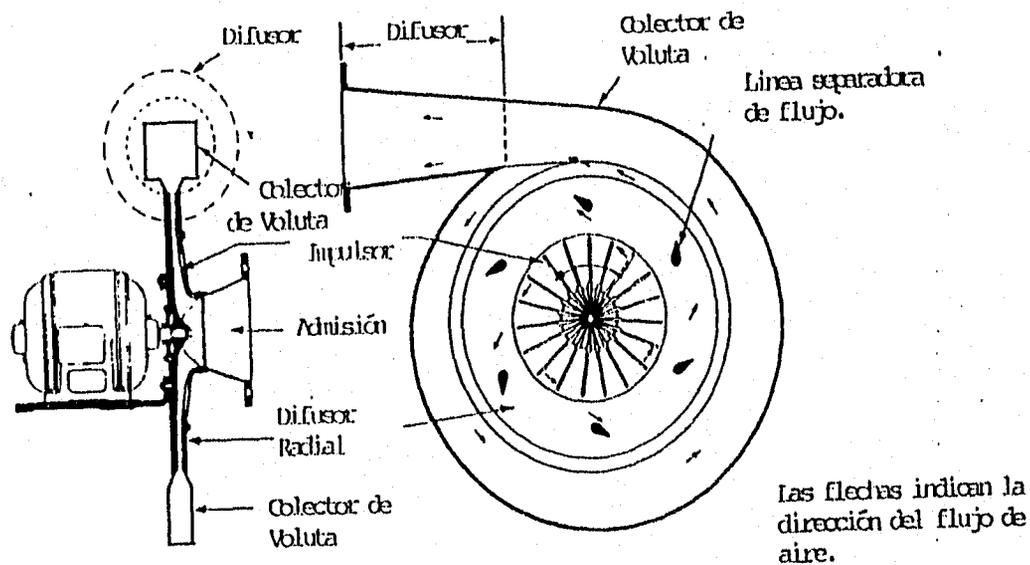


FIG. 9 COMPRESOR CENTRIFUGO DE UNA SOLA ETAPA

Los compresores centrífugos de etapas múltiples utilizan dos ó más impulsores montados para flujo en serie, cada uno con un difusor radial y aspas rotativas.

El número de impulsores por carcaza depende de muchos factores, pero generalmente el límite es de ocho a diez.

La Figura 10 muestra una sección típica de un compresor de etapas múltiples sin refrigeración.

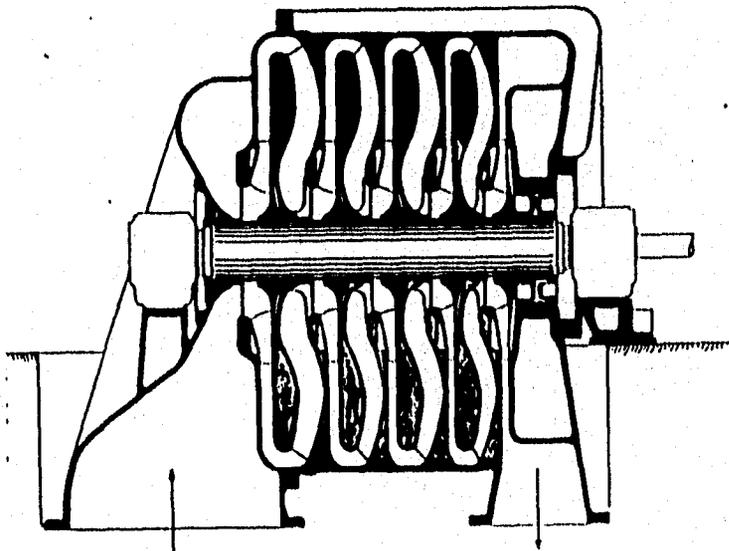


FIG.10

SECCION LONGITUDINAL DE UN COMPRESOR DE ETAPAS MULTIPLES

2.6.2 COMPRESOR DE FLUJO AXIAL:

Este compresor se muestra en la Figura 11. Esencialmente es una máquina de gran capacidad y de alta velocidad con características muy distintas del tipo centrífugo. Cada etapa consiste de dos hileras de aspas; una hilera rotativa y la siguiente hilera fija.

Las aspas del rotor imparten velocidad y presión al gas cuando el rotor gira, convirtiendo la velocidad en presión en las aspas fijas. Aproximadamente la mitad de la presión generada se produce en las aspas del rotor y la otra mitad en el estator. La figura nos muestra un compresor de etapas múltiples. El flujo de gas tiene una dirección axial por lo que no se produce una acción apreciable de torbellino.

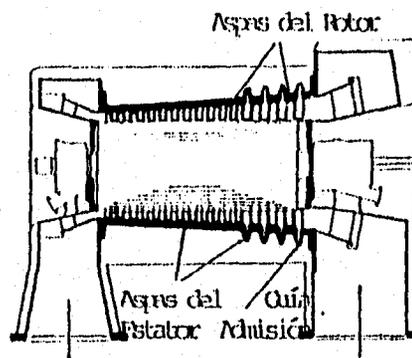


FIG. 11

SECCION LONGITUDINAL DE UN COMPRESOR DINAMICO DE FLUJO AXIAL

2.6.3 COMPRESOR DE FLUJO MIXTO:

Este compresor dinámico combina características de diseño de dos tipos de compresores: el centrífugo y el de tipo axial. Su utilización no es tan frecuente como la de los otros dos tipos.

No es común encontrar compresores de este tipo, de etapas múltiples ya que la longitud que se requiere para cada una de las etapas es excesiva.

2.7 EYECTOR:

Esta máquina trabaja con un flujo de vapor ó gas a una presión relativamente alta, el cual es descargado en forma de chorro con una velocidad alta a través de una cámara de succión hacia un difusor con forma de Venturi.

El gas al cual se le incrementará la presión, es arrastrado por el chorro en la cámara de succión.

En este punto la mezcla tiene una velocidad alta y está a la presión del gas arrastrado.

La compresión toma lugar conforme la velocidad es transformada en presión dentro del difusor.

Los eyectores se utilizan principalmente para comprimir desde presiones inferiores a la atmosférica (vacío hasta valores muy cercanos a esta.

En la siguiente Figura 12 se muestran los principios de operación del eyector, utilizando vapor como fluido motriz y aire como elemento arrastrado.

Los cambios de presión y velocidad se indican para varias secciones del aparato.

Los cambios de temperatura siguen de muy cerca la curva de presión.

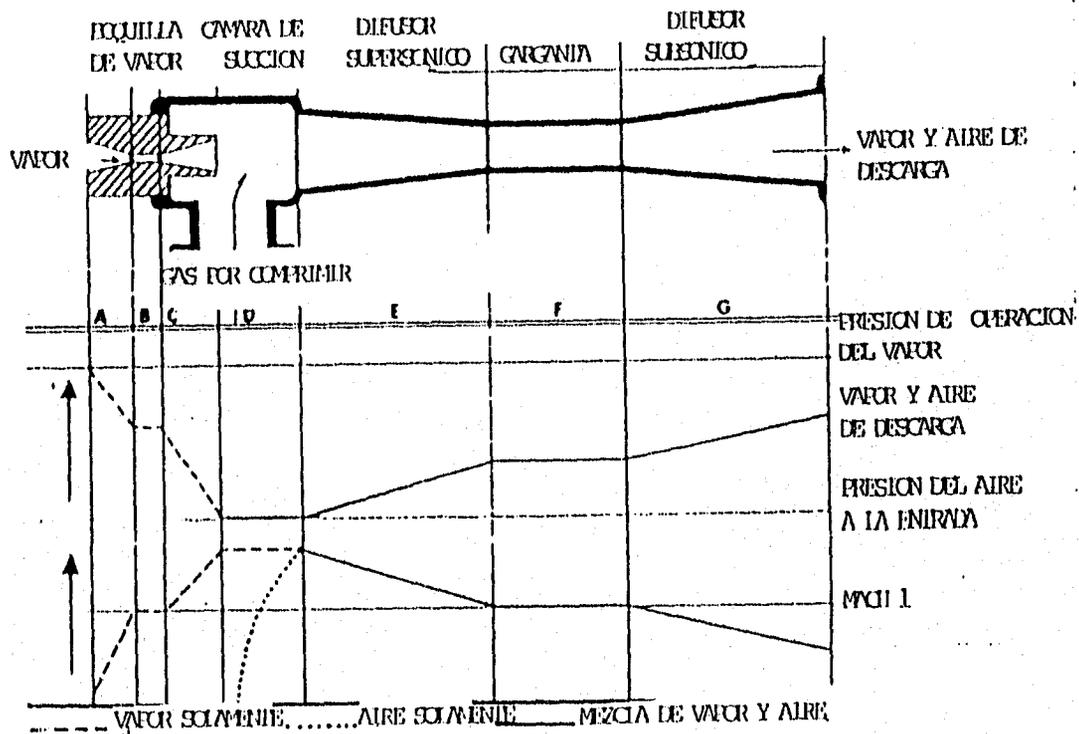


FIG. 12
DIAGRAMA DE LAS VARIACIONES DE LA PRESION Y LA VELOCIDAD EN UN EYECTOR DE AIRE CON CHORRO DE VAPOR.

Las notas siguientes se refieren a la Figura 12

A. Boquilla convergente donde la velocidad subsónica del vapor se incrementa hasta Mach 1, provocando también un descenso de la presión del mismo.

B. Hay una estabilización en la cual se mantiene la presión constante y velocidad constante e igual a Mach 1.

C. Velocidad Supersónica del vapor la cual se incrementa en una boquilla divergente, mientras la presión desciende.

D. La cámara de succión se encuentra a la presión más baja del sistema, por lo que el aire entra a la cámara y es arrastrado por el chorro del vapor.

E. En un difusor convergente la presión de la mezcla supersónica se incrementa mientras la velocidad disminuye hasta Mach 1.

F. Nuevamente hay una estabilización en la cual se mantiene la presión constante y la velocidad constante e igual a Mach 1.

G. La presión de la mezcla subsónica se incrementa en un difusor divergente mientras la velocidad disminuye.

Los eyectores pueden instalarse tanto en serie como en paralelo. Cuando dos ó más eyectores de vapor se instalan en serie formando un arreglo multietapas, es muy común, si la temperatura del agua es lo suficientemente baja, interponer un condensador entre los elementos sucesivos, para condensar el vapor que utilizan los chorros anteriores, así como cualquier vapor condensable en el gas que se comprime.

Esto reduce materialmente el vapor requerido para la siguiente etapa ya que el peso de la mezcla restante por manejar, es mucho menor.

En la Figura 13 se muestran varios arreglos típicos. Los eyectores no tienen partes en movimiento, y por ello pueden acarrear líquido sin provocar daño físico aunque no deben ser expuestos a flujos constantes de líquidos.

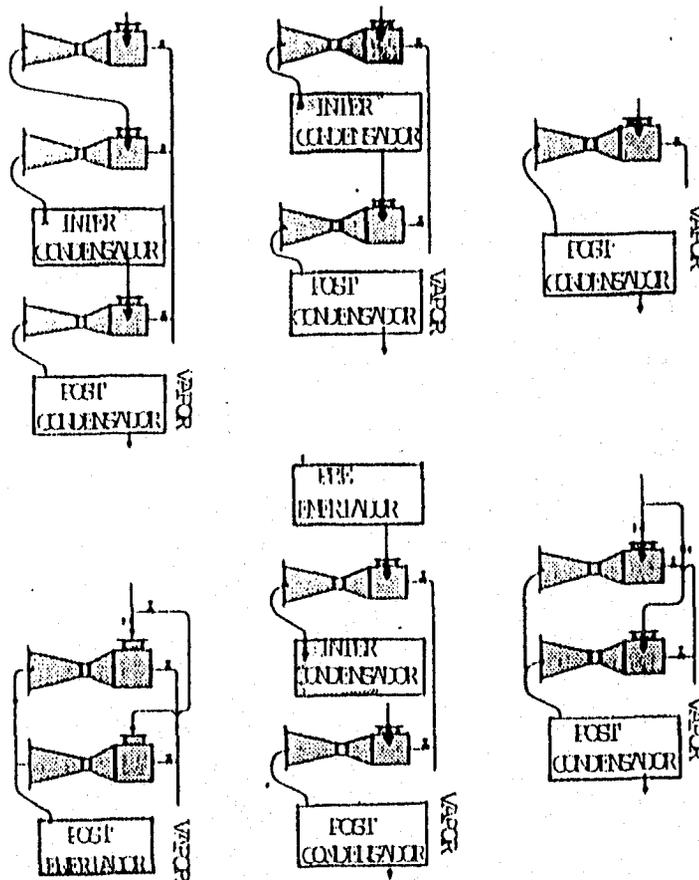


FIG. 13

ARREGLOS TÍPICOS DE EYECTORES CON ENFRIADORES Y CONDENSADORES

CAPITULO III

**DISEÑO DE UN SISTEMA DE AIRE
COMPRIMIDO**

1. PARAMETROS PRINCIPALES PARA LA SELECCION DE UN COMPRESOR Y PARA LA INSTALACION DE UNA RED NEUMATICA

En el capítulo anterior se analizaron los distintos tipos de compresores existentes, cada uno de los cuales está diseñado para operar a una presión determinada y con una cierta cantidad de aire aspirado.

Los criterios para la selección del compresor más adecuado para un proceso determinado son los siguientes:

1° Determinar si el compresor se va a aplicar para generar potencia ó para procesos de manejo de gases. Debemos considerar que para generación de potencia, la mayoría de los tipos de compresores se pueden utilizar (reciprocantes, paletas, lóbulos helicoidales y dinámicos). La selección está limitada, de alguna manera por la capacidad.

2° Para conocer la presión de trabajo de los distintos compresores con relación a la cantidad de aire aspirado, se proporciona la siguiente Figura No. 14, la cual nos ayudará a seleccionar el equipo más óptimo para nuestra aplicación.

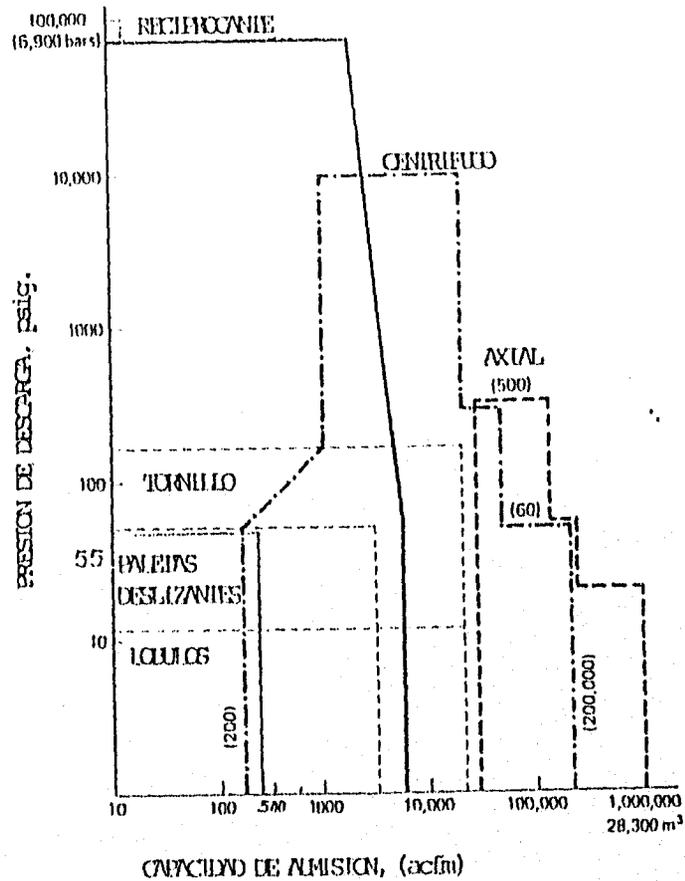


TABLA NO. 14. GRAFICA CAPACIDAD-PRESION QUE MUESTRA LOS RANGOS EFECTIVOS DE TODOS LOS COMPRESORES.

Normalmente en la mayoría de las instalaciones neumáticas, el rango de presión utilizado es de 5 bars a 12 bars y la cantidad de suministro hasta 100 m³/min, como máximo. A nivel industrial es poco común utilizar los compresores construidos según el principio de circulación, llamados turbocompresores. En cambio, los compresores de desplazamiento positivo son los más difundidos ya que garantizan una producción económica de aire comprimido.

3° Potencia Requerida.

Desde el punto de vista de la potencia, el compresor reciprocante es el mejor, seguido del centrífugo, el de paletas y el de lóbulos helicoidales.

4° Rentabilidad (Confiabilidad).

Cualquiera de los cuatro diseños básicos proporcionarán años de buen servicio siempre y cuando tengan operación y mantenimiento apropiado.

5° Espacio de Piso.

La selección del equipo se verá influenciada por el espacio y las condiciones del piso. Se deben proporcionar las dimensiones exactas del espacio disponible a todos los proveedores.

6° Cimentación.

Para compresores rotativos los requerimientos de cimentación son menores que para los de tipo reciprocante.

7° Control de la capacidad.

Normalmente existen variaciones en la demanda de potencia de aire y esto debe considerarse. Los rangos van desde la capacidad máxima del compresor hasta cero. Los distintos tipos de compresores tienen muchas alternativas para manejar este rango. Algunos de estos son más económicos que otros operando a carga media.

8° Variedad de Selección.

Entre las cuatro divisiones generales de compresores hay muy poca libertad de elección entre otros arreglos distintos al del tipo

reciprocante. Muchos problemas de selección se pueden resolver considerando más de uno de los diseños disponibles.

9° Aire libre de aceite.

Cualquier requerimiento de aire libre de aceite descarta al compresor de paletas. Las unidades de lóbulos helicoidales y dinámicas no requieren de aceite en el espacio de compresión; y el reciprocante se puede obtener también en un diseño sin lubricación.

10° Costo del Aire.

El aire comprimido nunca es gratuito. Su costo es considerable y este factor debe considerarse para la selección del compresor, particularmente para servicio pesado. Dentro de los costos, el factor que más influye al costo del aire es la potencia. (El costo de la potencia durante la vida útil del equipo será generalmente el mayor costo de cualquier compresor). Debido a esto, una unidad eficiente pagará dividendos en ahorro de energía, apesar de que pueda tener un costo de instalación inicial alto.

ETAPAS MULTIPLES: Cualquier compresor enfriado por aire para una presión de 80 psig ó más debe tener dos ó más etapas de compresión. Una segunda etapa para comprimir de 100 a 200 psig operará de 100 a 150° F (37.8 a 65.6 ° C) más frío que una unidad de una sola etapa, reduciendo así la formación de depósitos y la necesidad de limpiar válvulas. También la unidad de dos etapas comprimiendo aire a 100 psig ahorra del 10 al 15% de potencia en comparación con la unidad de una sola etapa.

Para conocer el Volumen Real de Aire Libre que manejan los compresores, se debe conocer la Altitud del lugar a donde se instalarán estos equipos, para de aquí, conocer la Presión Barométrica ó Atmosférica del lugar así como también la Eficiencia Volumétrica de los compresores.

Mediante la tabla 14a podremos conocer la Presión Atmosférica en base a la altitud del lugar y mediante la tabla 14b se podrá determinar la Eficiencia Volumétrica de los compresores en base a la Presión Barométrica.

TABLA No. 14a

ALTITUDES Y PRESIONES ATMOSFERICAS

ALTITUD		PRESION ATMOSFERICA	
PIES	METROS	lbs/pu1 ²	Kg/cm ²
0	0	14.72	1.035
1 000	300	14.17	0.996
2 000	600	13.64	0.959
3 000	900	13.13	0.923
4 000	1 200	12.64	0.889
5 000	1 500	12.17	0.856
6 000	1 800	11.71	0.823
7 000	2 100	11.27	0.792
8 000	2 400	10.85	0.763
9 000	2 700	10.45	0.735
10 000	3 000	10.06	0.707
11 000	3 300	9.69	0.681
12 000	3 600	9.33	0.656
13 000	3 900	8.98	0.631
14 000	4 200	8.64	0.607
15 000	4 500	8.32	0.585

TABLA No. 14b

EFICIENCIA DE LA COMPRESION DE AIRE
A DIFERENTES ALTITUDES

ALTITUD		PRESION BAROMETRICA		EFICIENCIA VOLUMETRI- CA DEL COMPRESOR %	PERDIDA DE CAPACIDAD %	DISMINUCION DE LA POTEN- CIA REQUERI- DA %
PIES	METROS	lbs/pul ²	Kg/cm ²			
0	0	14.75	1.037	100	0	0
1000	300	14.20	0.998	97	3	1.8
2000	600	13.67	0.961	93	7	3.5
3000	900	13.16	0.925	90	10	5.2
4000	1200	12.67	0.891	87	13	6.9
5000	1500	12.20	0.858	84	16	8.5
6000	1800	11.73	0.825	81	19	10.1
7000	2100	11.30	0.795	78	22	11.6
8000	2400	10.87	0.764	76	24	13.1
9000	2700	10.46	0.735	73	27	14.6
10000	3000	10.07	0.708	70	30	16.1
11000	3300	9.70	0.682	68	32	17.6
12000	3600	9.34	0.657	65	35	19.1

2. REDES DE DISTRIBUCION DE AIRE COMPRIMIDO

SISTEMA DE DISTRIBUCION DEL AIRE COMPRIMIDO

Cualquier caída de presión entre el compresor y el punto de aplicación es una pérdida irreparable. Por ello, el sistema de distribución es uno de los elementos más importantes y al planearlo deben observarse las siguientes reglas:

1. Las tuberías deberán tener el tamaño necesario para que la caída de presión entre el recipiente y el punto de aplicación, no exceda el 10% de la presión inicial. Deben seleccionarse accesorios que ofrezcan menos resistencia al flujo, como codos de radio largo. El abastecimiento debe hacerse no solo para los requerimientos presentes; sino considerando una futura expansión.

2. Se recomienda en donde sea posible, un circuito cerrado alrededor de la planta. Esto nos permite un sistema de distribución doble, a los puntos donde la demanda de aire es excesiva. La tubería del circuito debe ser lo suficientemente grande, para que la caída de presión no sea excesiva en ninguna aplicación sin importar la dirección del flujo en el circuito.

3. Líneas largas de distribución, incluyendo las de los sistemas cerrados, deben tener recipientes localizados en los puntos de demanda excesiva.

Algunos picos de demanda de aire son cortos y la capacidad de almacenamiento cerca de esos puntos, evita la caída de presión excesiva y nos permite el uso de compresores más pequeños.

4. Cada línea principal debe proveerse con salidas tan cerca como sea posible del punto de aplicación. Esto permite el uso de mangueras más cortas y evita grandes caídas de presión a través de la manguera. Las salidas siempre deben tomarse de la parte superior de la tubería para prevenir el acarreo de condensados a las herramientas.

5. Todas las tuberías deberán montarse inclinadas hacia una trampa para eliminar los condensados y evitar que lleguen a los puntos de aplicación, donde sería muy dañino. La inclinación de las líneas deberá ser en contra del compresor para evitar el regreso hacia éste. Se debe utilizar una pendiente de $1/4''/\text{ft}$ (2.0 mm/m) con drenajes instalados en los puntos más bajos. Esto debe consistir de una tubería corta con una trampa en el fondo.

6. En los sistemas que se utilicen compresores libres de aceite, se recomienda ampliamente la utilización de tubería resistente a la corrosión. A diferencia de un sistema que utilice compresores con lubricación, en el cual una película de aceite se forma protegiendo así la tubería del efecto corrosivo de la humedad en el aire caliente. Un sistema sin lubricación presentará corrosión. Esta corrosión puede provocar contaminación de los productos y de los sistemas de control.

En cuanto al tendido de las redes, éstas pueden montarse en:

1. Circuito Abierto ó
2. Circuito Cerrado

2.1 CIRCUITO ABIERTO:

Cuando en la instalación de aire comprimido no se coloca un secador a la salida del compresor y sólo lleva refrigerador posterior, la instalación debe hacerse pensando que en la red y en los puestos de trabajo habrá condensaciones de agua que hay que evitar por los procedimientos siguientes: separadores, tendido de red con pendientes, purgas automáticas ó manuales y filtros en los mismos puntos de trabajo.

A continuación se ilustra un circuito en Red Abierta.

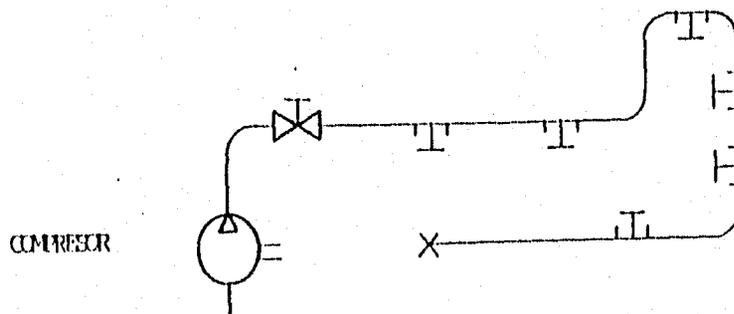


FIG. 15 RED ABIERTA

En este circuito para eliminar el agua de la red se instala la tubería con una pendiente negativa, en el sentido de la corriente, del 1 al 2 % (aprox. 1" cada 10 ft.) que también puede obtenerse en escalones. Así mismo, las derivaciones para las tomas de aire, en el caso de que las tuberías estén tendidas horizontalmente, se colocarán siempre en la parte superior; instalación conocida como Cuello de ganso. Con esto se evita que el agua condensada que posiblemente se encuentre en la tubería principal llegue, a través de las tomas. Para recoger y drenar el agua condensada se disponen tuberías especiales en la parte inferior de la principal.

Lo anterior se ejemplifica en el esquema siguiente.

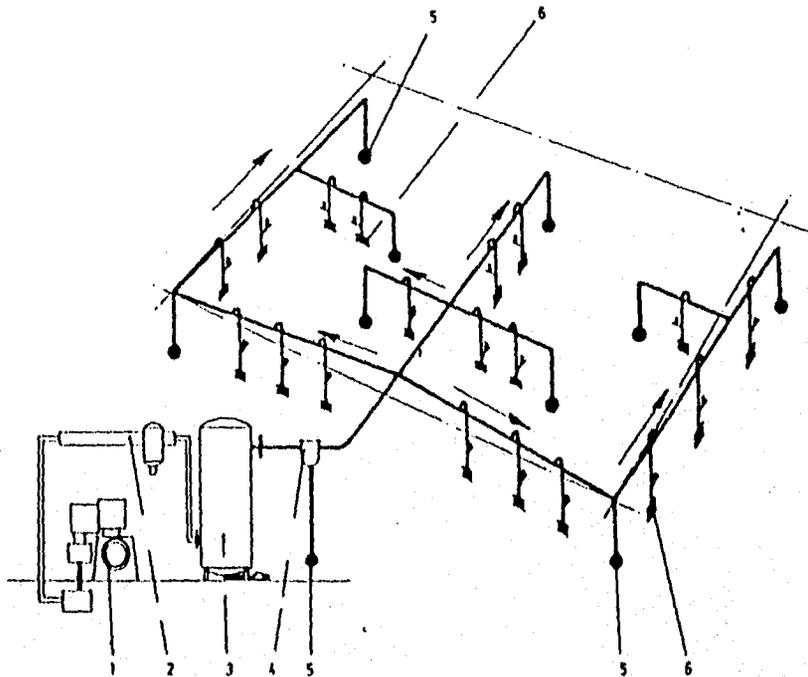


FIG. 16 DISEÑO DE LA RED EN CIRCUITO ABIERTO

1. Compresor
 2. Postenfriador
 3. Tanque con purga automática
 4. Separador
 5. Purgas en finales de ramal con válvula automática o manual.
 6. Tubería de servicio (bajantes) con purga manual y enchufes.
- Pendiente en la dirección del flujo de aire, con objeto de llevar el agua a los puntos de drenaje establecidos de antemano.

2.2 CIRCUITO CERRADO.

Si el aire lleva a la salida del compresor un equipo de secado total, la red puede hacerse en circuito cerrado, ya que no importa montar con pendiente las tuberías ni cómo se efectúen las tomas, pues la ausencia de humedad en el aire comprimido hace que no aparezca la temida agua en el lugar de trabajo. El arreglo en circuito cerrado se aprecia en el diagrama siguiente. Figura 17.

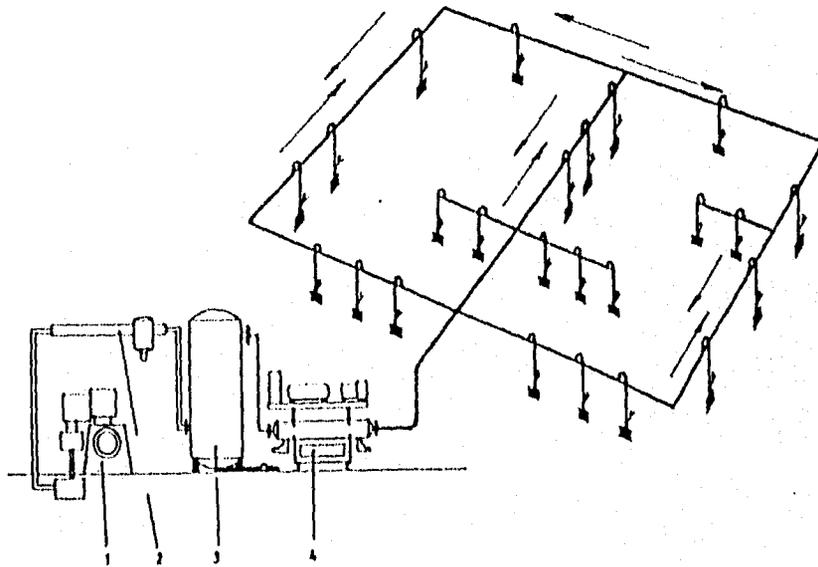


FIG. 17 DISEÑO DE LA RED EN CIRCUITO CERRADO

1. Compresor
2. Postenfriador
3. Tanque con purga automática
4. Secador refrigerativo.

En un circuito de este tipo en el momento de ponerse en marcha el compresor y llenar tanque de acumulación y tuberías, la dirección del aire será la indicada en el diagrama anterior, pero una vez lleno de aire y comenzando a trabajar la dirección del flujo del aire no puede ser de antemano determinada, ya que la misma estará dada por los consumos mayores que se originen dentro del circuito, dando lugar a un movimiento rotatorio del aire dentro del sistema que anulará la eficacia de los equipos de evacuación del agua.

Independientemente del tipo de circuito neumático que se elija, se deben considerar las pérdidas de presión del sistema, las cuales se pueden originar por fugas en la red ó por la cantidad de ramificaciones que tenga el sistema (incluyendo codos, válvulas, tees, reducciones y tramos rectos de tubería).

Para facilitar la determinación de las pérdidas de presión, las siguientes tablas son de mucha utilidad. (Tabla 18, 19, 20 y 21). Mediante éstas se puede determinar la pérdida de presión (en psi) por cada 1000 ft de tubería; considerando la presión manométrica inicial; ya sean 60, 80, 100 ó 125 lb/in².

TABLA 18. PERDIDA DE PRESION DE AIRE, EN PSI, POR CADA 1000 PIES DE TUBERIA, A 60 LB. DE PRESION INICIAL.

CM DE AIRE LIBRE	CM DE AIRE COMPR.	Diámetro Nominal, pulgadas																
		½	¾	1	1¼	1½	2	2½	3	3½	4	4½	5	6	8	10	12	
10	1.96	10.0	1.53	0.43	0.10													
20	3.94	39.7	5.99	1.71	0.39	0.18												
30	5.89	13.85	3.86	0.88	0.40												
40	7.86	24.7	6.85	1.59	0.71	0.19											
50	9.84	38.6	10.7	2.48	1.10	0.30											
60	11.81	55.5	15.4	3.58	1.57	0.43											
70	13.75	21.0	4.87	2.15	0.57	0.22										
80	15.72	27.4	6.37	2.82	0.75	0.29										
90	17.65	34.7	8.05	3.57	0.95	0.37										
100	19.60	42.8	9.95	4.40	1.18	0.46										
125	19.4	46.2	12.4	6.90	1.83	0.71	0.14									
150	29.45	22.4	9.90	2.64	1.02	0.32	0.15								
175	34.44	30.8	13.40	3.64	1.40	0.43	0.20								
200	39.40	39.7	17.60	4.71	1.83	0.57	0.27								
250	49.20	27.5	7.37	2.85	0.89	0.42	0.21							
300	58.90	39.6	10.55	4.11	1.30	0.60	0.31							
350	68.8	54.0	14.4	5.60	1.76	0.82	0.42	0.23						
400	78.8	18.6	7.30	2.30	1.06	0.53	0.30						
450	88.4	23.7	9.20	2.90	1.35	0.70	0.38						
500	98.4	29.7	11.4	3.60	1.67	0.85	0.46						
600	118.1	42.3	16.4	5.17	2.40	1.22	0.67						
700	137.5	57.8	22.3	7.00	3.27	1.67	0.91						
800	157.2	29.2	9.16	4.26	2.18	1.20						
900	176.5	39.0	11.6	5.40	2.76	1.51						
1,000	196.0	45.7	14.3	6.65	3.40	1.87						
1,500	294.5	32.3	15.0	7.6	4.20	2.32	0.87	0.29			
2,000	394.0	37.5	26.6	13.6	7.5	4.18	1.53	0.36		
2,500	492	41.7	21.3	11.6	6.4	2.42	0.57	0.17	
3,000	589	60.0	30.7	16.7	9.2	3.48	0.81	0.24	
3,500	688	41.7	22.6	12.8	4.68	1.07	0.33	
4,000	788	54.5	29.7	16.5	6.17	1.44	0.44	
4,500	884	37.9	20.8	7.8	1.83	0.55	0.21
5,000	984	46.4	25.7	9.7	2.26	0.67	0.27
6,000	1,181	37.0	13.9	3.25	0.98	0.38
7,000	1,375	50.3	18.7	4.43	1.34	0.51
8,000	1,572	24.7	5.80	1.73	0.71
9,000	1,765	31.3	7.33	2.20	0.87
10,000	1,960	38.6	9.05	2.72	1.06
11,000	2,165	46.7	10.9	3.29	1.28
12,000	2,362	55.5	13.0	3.90	1.51
13,000	2,560	15.2	4.58	1.77
14,000	2,730	17.7	5.32	2.07
15,000	2,945	20.3	6.10	2.36
16,000	3,144	23.1	6.95	2.70
18,000	3,530	29.2	8.80	3.42
20,000	3,940	36.2	10.8	4.22
22,000	4,330	43.7	13.2	5.12
24,000	4,724	51.9	15.6	5.92
26,000	5,120	18.3	7.15
28,000	5,500	21.3	8.3

TABLA 20. PERDIDA DE PRESION DE AIRE, EN PSI, POR CADA 1000 PIES DE TUBERIA A 100 LB. DE PRESION INICIAL.

CEN DE AIRE LIBRE	CHI DE AIRE CUBICAL	Diámetro Nominal, pulgadas																	
		1/8	1/4	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2	3	3 1/2	4	4 1/2	5	6	8	10	12
10	1.28	6.50	.99	0.28															
20	2.56	25.9	3.90	1.11	0.25	0.11													
30	3.84	58.5	9.01	2.51	0.57	0.26													
40	5.12	...	16.0	4.45	1.03	0.46													
50	6.41	...	25.1	9.96	1.61	0.71	0.19												
60	7.68	...	36.2	10.0	2.32	1.02	0.28												
70	8.96	...	49.3	13.7	3.16	1.40	0.37												
80	10.24	...	64.5	17.8	4.14	1.83	0.49	0.19											
90	11.52	...	82.8	22.6	5.23	2.32	0.62	0.24											
100	12.81	27.9	6.47	2.86	0.77	0.30											
125	15.82	48.6	10.2	4.49	1.19	0.46											
150	19.21	62.8	14.6	6.43	1.72	0.66	0.21										
175	22.40	19.8	8.72	2.36	0.91	0.28										
200	25.62	25.9	11.4	3.06	1.19	0.37	0.17									
250	31.64	40.4	17.9	4.78	1.85	0.58	0.27									
300	38.44	58.2	25.8	6.85	2.67	0.84	0.39	0.20								
350	44.80	35.1	9.36	3.64	1.14	0.53	0.27								
400	51.24	45.8	12.1	4.75	1.50	0.69	0.35	0.19							
450	57.65	58.0	15.4	5.98	1.89	0.88	0.46	0.25							
500	63.28	71.6	19.2	7.42	2.34	1.09	0.55	0.30							
600	76.88	27.6	10.7	3.36	1.56	0.79	0.44							
700	89.60	37.7	14.5	4.55	2.13	1.09	0.59							
800	102.5	49.0	19.0	5.89	2.77	1.42	0.78							
900	115.3	62.3	24.1	7.6	3.51	1.80	0.99							
1,000	128.1	76.9	29.8	9.3	4.35	2.21	1.22							
1,500	192.3	67.0	21.0	9.8	4.9	2.73	1.51	0.57					
2,000	256.2	37.4	17.3	8.8	4.9	2.72	0.99	0.24				
2,500	316.4	58.4	27.2	13.8	8.3	4.2	1.57	0.37			
3,000	384.6	84.1	39.1	20.0	10.9	6.0	2.26	0.53			
3,500	447.8	58.2	27.2	14.7	8.2	3.04	0.70	0.22		
4,000	512.4	69.4	35.5	19.4	10.7	4.01	0.94	0.28		
4,500	576.5	45.0	24.5	13.5	5.10	1.19	0.36		
5,000	632.8	55.6	30.2	16.8	6.3	1.47	0.44	0.17	
6,000	768.8	80.0	43.7	24.1	9.1	2.11	0.64	0.24	
7,000	896.0	59.9	32.8	12.2	2.88	0.87	0.33	
8,000	1,025	77.5	42.9	16.1	3.77	1.12	0.46	
9,000	1,153	54.3	20.4	4.77	1.43	0.57	
10,000	1,280	67.1	25.1	5.88	1.77	0.69	
11,000	1,410	30.4	7.10	2.14	0.83	
12,000	1,540	36.2	8.5	2.54	0.98	
13,000	1,668	42.6	9.8	2.98	1.15	
14,000	1,795	49.2	11.5	3.46	1.35	
15,000	1,923	56.6	13.2	3.97	1.53	
16,000	2,050	64.5	15.0	4.52	1.75	
18,000	2,310	81.5	19.0	5.72	2.22	
20,000	2,560	23.6	7.0	2.74	
22,000	2,820	28.5	8.5	3.33	
24,000	3,080	33.8	10.0	3.85	
26,000	3,338	39.7	11.9	4.65	
28,000	3,590	46.2	13.8	5.40	
30,000	3,850	53.0	15.9	6.17	

TABLA 21. PERDIDA DE PRESION DE AIRE, EN PSI, POR CADA 1000 PIES DE TUBERIA, A 125 LB. DE PRESION INICIAL

CFM DE AIRE POR SESEG.	CFM DE AIRE CORR.	Diámetro Nominal, pulgadas																	
		1/8	1/4	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2	3	3 1/2	4	4 1/2	5	6	8	10	12
10	1.05	5.35	0.82	0.23															
20	2.11	21.3	3.21	0.92	0.21														
30	3.16	48.0	7.42	2.07	0.47	0.21													
40	4.21	13.2	3.67	0.85	0.38													
50	5.26	20.6	5.72	1.33	0.59													
60	6.32	29.7	8.25	1.86	0.84	0.23												
70	7.38	40.5	11.2	2.61	1.15	0.31												
80	8.42	53.0	14.7	3.41	1.51	0.40												
90	9.47	68.0	18.6	4.30	1.91	0.51	0.20											
100	10.50	22.9	5.32	2.16	0.63	0.25											
125	13.15	39.9	8.4	3.70	0.98	0.38											
150	15.79	51.6	12.0	5.30	1.41	0.55	0.17										
175	18.41	16.3	7.2	1.95	0.75	0.24										
200	21.05	21.3	9.4	2.52	0.98	0.31										
250	26.30	33.2	14.7	3.94	1.53	0.48	0.22									
300	31.60	47.3	21.2	5.62	2.20	0.70	0.32									
350	36.80	28.8	7.7	3.00	0.94	0.44	0.22								
400	42.10	37.6	10.0	3.91	1.23	0.57	0.28								
450	47.30	47.7	12.7	4.92	1.55	0.72	0.37	0.20							
500	52.60	58.8	15.7	6.10	1.93	0.89	0.46	0.25							
600	63.20	22.6	8.8	2.76	1.28	0.65	0.36							
700	73.80	30.0	11.9	3.74	1.75	0.89	0.49							
800	84.20	40.2	15.6	4.85	2.28	1.17	0.61							
900	94.70	51.2	19.8	6.2	2.89	1.48	0.81							
1,000	105.1	63.2	24.5	7.7	3.57	1.82	1.00							
1,500	157.9	55.0	17.2	8.0	4.1	2.25	1.24	0.47					
2,000	210.5	30.7	14.2	7.3	4.0	2.24	0.82	0.19				
2,500	263.0	48.0	22.3	11.4	6.2	3.4	1.30	0.31				
3,000	316	69.2	32.1	16.4	9.0	4.9	1.86	0.43				
3,500	368	47.7	22.3	12.1	6.9	2.51	0.57	0.18			
4,000	421	57.0	29.2	15.9	8.9	3.30	0.77	0.23			
4,500	473	37.0	20.1	11.1	4.2	0.98	0.24			
5,000	526	45.7	24.8	13.9	5.2	1.21	0.36			
6,000	632	65.7	35.8	19.8	7.5	1.74	0.52	0.20		
7,000	738	48.8	26.9	10.0	2.37	0.72	0.27		
8,000	842	61.7	35.2	13.2	3.10	0.93	0.38	
9,000	947	44.7	16.7	3.93	1.18	0.47	
10,000	1,051	55.2	20.6	4.85	1.46	0.57	
11,000	1,156	25.0	5.8	1.76	0.68	
12,000	1,262	29.7	7.0	2.09	0.81	
13,000	1,368	35.0	8.1	2.44	0.95	
14,000	1,473	40.3	9.7	2.85	1.11	
15,000	1,579	46.5	10.9	3.26	1.26	
16,000	1,683	53.0	12.4	3.72	1.45	
18,000	1,893	66.9	15.6	4.71	1.83	
20,000	2,150	19.4	5.8	2.20	
22,000	2,315	23.4	7.1	2.74	
24,000	2,525	27.8	8.4	3.17	
26,000	2,735	32.8	9.8	3.83	
28,000	2,946	37.9	16.4	4.4	
30,000	3,158	43.5	13.1	5.1	

PERDIDA DE PRESION EN ACCESORIOS.

La siguiente tabla No. 22 servirá para conocer la pérdida de presión de cada uno de los accesorios, montados en la tubería expresada en pies equivalentes de tubería recta.

TABLA 22. CAIDA DE PRESION POR ACCESORIOS, DADA EN LONGITUD EQUIVALENTE (PIES) DE TUBERIA RECTA, CEDULA 40.

Diametro Nominal in.	Diametro Interior in.	Válvula de Cuquerta	Codo Radio Largo	Codo Standard o Reducción	Válvula Acordada	Retorno Estrecho	Pieza en T	Válvula de Globo
1/8	0.622	0.36	0.62	1.55	8.65	3.47	3.10	17.3
1/4	0.824	0.48	0.82	2.06	11.4	4.60	4.12	22.9
1/2	1.049	0.61	1.05	2.62	14.6	5.82	5.24	29.1
3/4	1.380	0.81	1.38	3.45	19.1	7.66	6.90	38.3
1	1.610	0.94	1.61	4.02	22.4	8.95	8.04	44.7
2	2.067	1.21	2.07	5.17	28.7	11.5	10.3	57.4
2 1/2	2.469	1.44	2.47	6.16	34.3	13.7	12.3	68.5
3	3.068	1.79	3.07	6.16	42.6	17.1	15.3	85.2
4	4.026	2.35	4.03	7.67	56.0	22.4	20.2	112
5	5.047	2.94	5.05	10.1	70.0	28.0	25.2	140
6	6.065	3.54	6.07	15.2	84.1	33.8	30.4	168
8	7.981	4.65	7.98	20.0	111	44.6	40.0	222
10	10.020	5.85	10.00	25.0	139	55.7	50.0	278
12	11.940	6.96	11.0	29.8	166	66.3	59.6	332

2.3 VELOCIDAD DE CIRCULACION DEL AIRE EN LAS REDES DE DISTRIBUCION.

Existe límite para la velocidad del aire, ya que cuanto mayor es la velocidad de circulación, tanto mayor es la pérdida de presión en el recorrido hasta el punto de aplicación. En la tubería principal la velocidad máxima recomendada del aire es de 8 m/seg. En las tuberías de servicio la velocidad máxima recomendada del aire es de 15 m/seg.

CALIDAD DE LAS TUBERIAS.

Las tuberías para la conducción del aire comprimido deben ser de acero estirado sin soldadura en negro (tubos de conducciones) tipo comercial. También pueden usarse tubos galvanizados, pero sin soldadura; aunque por su alto precio no compensan. No debe usarse tubo galvanizado ni tubo de hierro soldado, por existir el riesgo de que se produzcan fugas de aire por el cordón de soldadura y por la porosidad del material, será una falsa economía ahorrar en la adquisición de tuberías de calidad, si luego hemos de gastar en aumentar la potencia de los compresores para compensar las fugas. Las tuberías de acero son más maleables y pueden doblarse con facilidad para lograr cambios de dirección con curvatura más amplia que la que pueda dar un accesorio. Las uniones en tramos rectos pueden ser soldadas, con manguitos de unión ó por bridas.

3. DETERMINACIÓN DE LOS DIÁMETROS DE TUBERÍA ADECUADOS MEDIANTE EL EMPLEO DE NOMOGRAMAS

En el diseño de una red neumática intervienen varios diámetros de tubería. El diámetro de la tubería estará en función de la parte del circuito neumático en donde se instale dicha sección de tubería, es decir, que en una red neumática se tienen:

- Tuberías principales.
- Tuberías secundarias.
- Tuberías de servicio.

Teniendo cada una de ellas un diámetro distinto.

3.1 Por TUBERÍA PRINCIPAL se entiende la línea de aire que sale del depósito y conduce la totalidad del caudal de aire. Debe tener la mayor sección posible y prever un margen de seguridad en cuanto a futuras ampliaciones de fábrica, y, por lo tanto, a un aumento de la central de compresores.

3.2 TUBERÍAS SECUNDARIAS:

Son aquéllas que toman el aire de la tubería principal, ramificándose por las áreas de trabajo, y de las cuales, salen las tuberías de servicio. El caudal de aire que transportan será el correspondiente a la suma de los caudales parciales que de ella se derivan. También es conveniente prever alguna futura ampliación al calcular su diámetro.

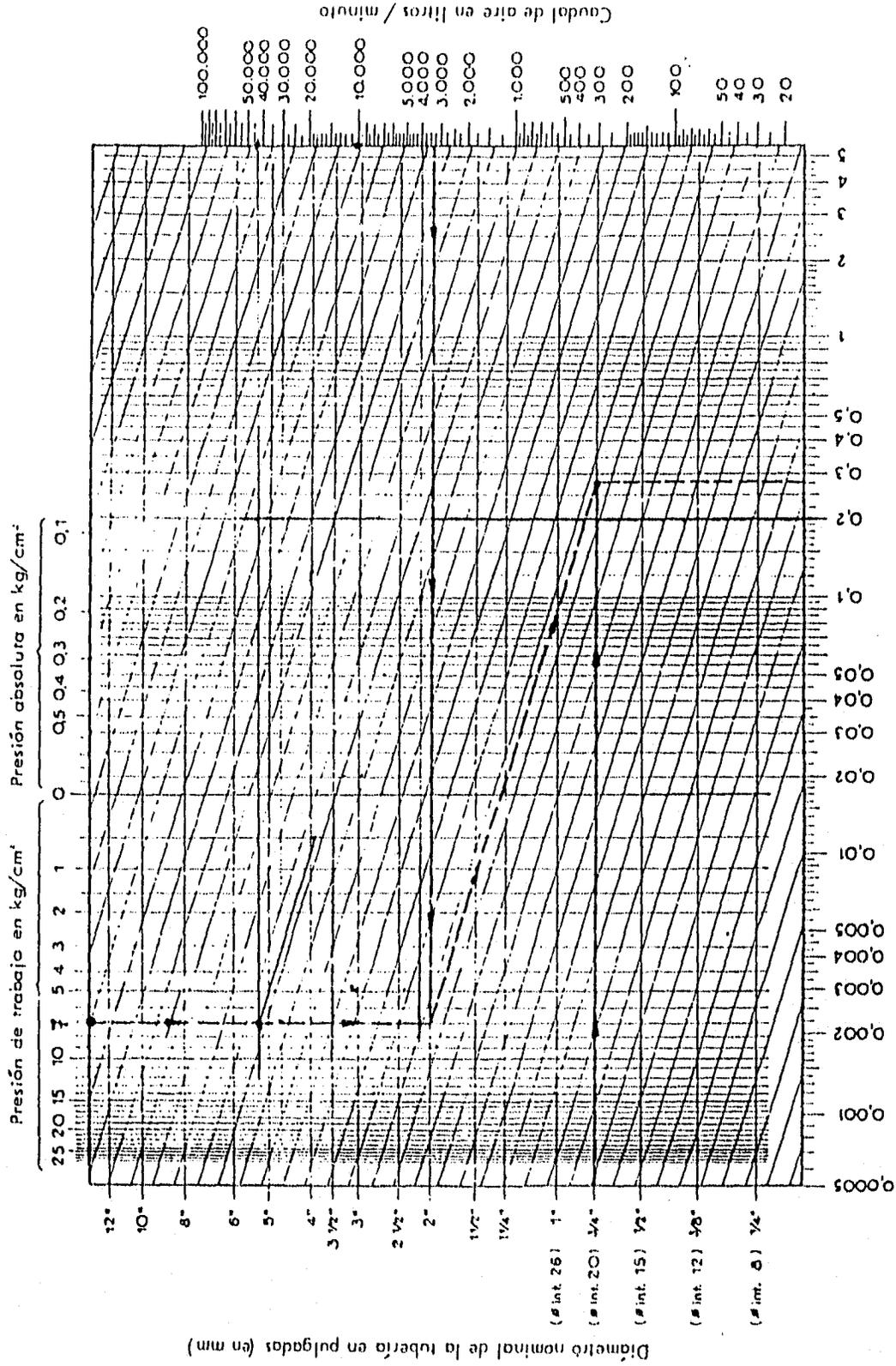
3.3 TUBERIAS DE SERVICIO Ó BAJANTES:

Son las que alimentan a los equipos neumáticos. Llevan las conexiones rápidas a los equipos neumáticos y las mangueras de aire, así como los grupos filtro - regulador - lubricador.

Se deben dimensionar conforme al número de salidas o tomas, se debe procurar no hacer tuberías de servicio inferiores a 1/2"; ya que si el aire está sucio, puede taparlas.

Ahora que ya se conocen los tipos de tuberías que conforman una red neumática, se presentará un nomograma en la página siguiente mediante el cual se pueden determinar con rapidez y exactitud cuatro factores que integran el cálculo de tuberías tales como: diámetro de tubería, presión, caudal y pérdida de presión, siempre y cuando tres de ellos sean conocidos.

En cuanto a las pérdidas de presión debemos considerar que éstas son mayores cuanto más pequeño sea el diámetro de la tubería, por esta razón, es conveniente que las tuberías estén ampliamente dimensionadas.



NOMOGRAMA PARA EL CALCULO DE TUBERIAS DE AIRE COMPRIMIDO

Pérdida de presión en kg/cm² por cada 10 metros de tubería

Abaco para el cálculo de tuberías de aire comprimido (Norgren).

Otro método mucho más complicado mediante el cual podemos determinar también la caída de presión en un tubo recto es por la siguiente fórmula:

$$\delta = \frac{\beta}{RT} \cdot \frac{V^2}{D} L p$$

- Donde $\delta P =$ Caída de presión en atm.
 $P =$ Presión en atm.
 $R =$ Constante del gas, equivalente a $R=29.97$ para el aire.
 $T =$ Temperatura absoluta ($t + 273$)
 $D =$ Diámetro interior de la tubería en mm.
 $L =$ Longitud de la tubería en m.
 $V =$ Velocidad del aire en m/segundo
 $= \frac{\text{m}^3/\text{min}}{60 p} \times \frac{10\,000}{\text{cm}^2 \text{ sección tubo}}$
 $\beta =$ Índice de resistencia grado medio de rugosidad, variable con la cantidad suministrada G .
 $G =$ Cantidad de aire suministrado en kg/hora
 $= 1.3 \text{ N m}^3/\text{min} \cdot 60$

INDICES DE RESISTENCIA β PARA G KG DE PESO DEL AIRE COMPRIMIDO QUE CIRCULA EN UNA HORA.

G	β	G	β	G	β	G	β
10	2,03	100	1,45	1 000	1,03	10 000	0,73
15	1,92	150	1,36	1 500	0,97	15 000	0,69
25	1,78	250	1,26	2 500	0,90	25 000	0,64
40	1,66	4000	1,18	4 000	0,84	40 000	0,595
65	1,54	650	1,10	6 500	0,78	65 000	0,555
100	1,45	1000	1,03	10 000	0,73	100 000	0,520

4. TRATAMIENTO O DEPURACION DEL AIRE A LA SALIDA DEL COMPRESOR.

Las condensaciones de vapores de agua y aceite, son causa de una serie de inconvenientes tales como:

- Corrosión de las tuberías metálicas.
- Entorpecimiento en los accionamientos neumáticos.
- Errores de medición en equipos de control.
- Obstrucción de boquillas en chorros de arena.
- Pintado defectuoso de superficies debido a la proyección de gotitas de aceite y agua.
- Degradación del poder lubricante de los aceites de engrase.
- Oxidación de los órganos internos de los equipos receptores.
- Aparición de escarcha en los escapes de las herramientas neumáticas y, en general, bajo rendimiento de toda instalación.

Para que en una instalación de aire comprimido no aparezca ninguna cantidad de agua, 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.

4.1 EQUIPOS PARA EL TRATAMIENTO O DEPURACION DEL AIRE.

Para el secado o depuración del aire comprimido industrialmente se dispone de diversos equipos o métodos, que a continuación se describen:

1. Tratamiento del aire a la salida del compresor.
 - a. Refrigerador posterior de agua.
 - b. Refrigerador posterior de aire.
 - c. Secadores (Refrigerativos y Regenerativos).
2. Tratamiento del aire en las redes de distribución.
 - a. Secador por pastillas desecantes delicuescentes.
 - b. Filtros separadores cerámicos
 - c. Separadores centrífugos.
3. Tratamiento del aire en los puntos de utilización.
 - a. Filtros.
 - b. Reguladores.
 - c. Lubricadores.

4.1.1 TRATAMIENTO DEL AIRE A LA SALIDA DEL COMPRESOR

a. Refrigerador posterior de agua.

El más usual de los elementos existentes para depurar el aire comprimido es el refrigerador posterior, que se coloca inmediatamente después del compresor y con el cual se consigue eliminar aproximadamente un 70/80% del agua y aceite contenidos en el aire.

Los refrigeradores posteriores, o intercambiadores de calor, reducen la temperatura del aire hasta 25°C y utilizan, como agente refrigerante el agua.

Los refrigeradores por agua están básicamente formados por un haz de tubos por cuyo interior pasa el aire comprimido.

El agua de enfriamiento circula a contracorriente del aire comprimido por el exterior del haz tubular. Este principio se mantiene, en los refrigeradores posteriores, para medios y altos caudales de aire comprimido, es decir hasta los 12,000 N m³/h en serie horizontal y hasta los 7,500 N m³/h en serie vertical.

Para caudales bajos, el principio de la refrigeración es inverso.

El aire comprimido circula por el exterior del haz de tubos y el agua por su interior. La razón es solo económica, ya que por sus dimensiones mas bien pequeñas, la construcción de los mismos se abarata. Su gama no pasa de los 8 N m³/min.

La temperatura de salida del aire del refrigerador es aproximadamente, 10°C superior a la de entrada del agua refrigerante.

La temperatura que se admite para el agua de refrigeración, es de 10 a 15°C, y la presión mínima del agua en circulación, de 0.5/0.7 kg/cm².

Todos los refrigeradores deben estar provistos de un purgador de condensados. Determinada la cantidad de agua condensada por unidad de tiempo, puede programarse la frecuencia con que deben efectuarse las purgas.

La eficacia de un refrigerador viene dada por:

$$\delta T = T_2 - T_1$$

En donde: T₂ = Temperatura de salida del aire

T₁ = Temperatura de entrada del agua

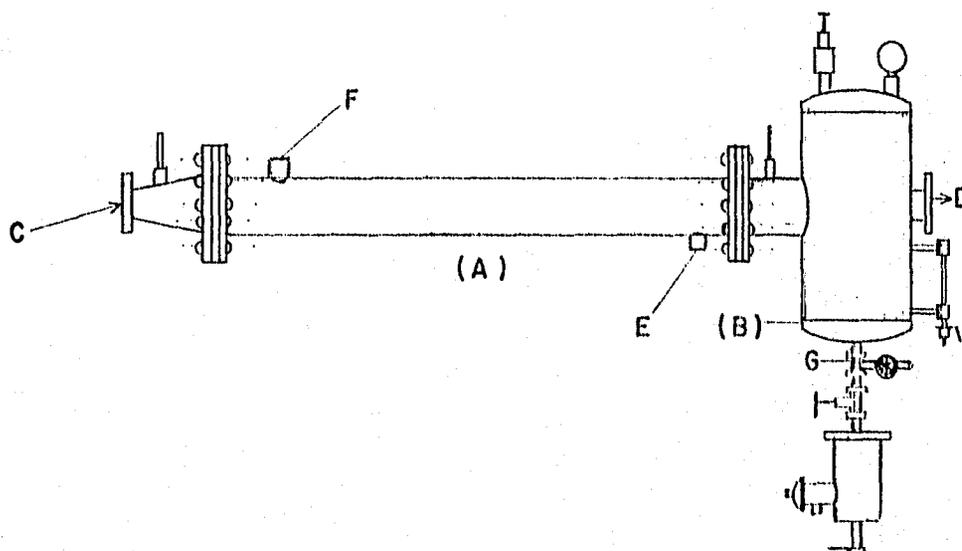
De aquí que:

$\delta T = 5 \text{ A } 7^\circ\text{C}$	Alto rendimiento
$\delta T = 7 \text{ A } 10^\circ\text{C}$	Buen rendimiento
$\delta T = 10 \text{ A } 12^\circ\text{C}$	Escaso rendimiento
$\delta T = 12 \text{ A } 15^\circ\text{C}$	Mal rendimiento
$\delta T > 15^\circ\text{C}$	Inadmisible

Por lo tanto se ha de cuidar que la temperatura del agua utilizada para la refrigeración sea la más fría posible si queremos que el aire comprimido salga del refrigerador a una temperatura lo más cercana posible a la temperatura ambiente. Esto querrá decir que hemos obtenido un aire exento de la mayor parte de humedad que contenía.

DISPOSICION DE LOS REFRIGERADORES POSTERIORES

Los refrigeradores por agua están provistos para montarlos en posición horizontal o vertical. La forma horizontal que se muestra a continuación, es la más generalizada y está concebida de manera que el refrigerador quede alineado con la tubería de impulsión del compresor.



REFRIGERADOR POSTERIOR HORIZONTAL

- A) Carcasa o envoltura cilíndrica. En su interior va colocado el haz tubular.
- B) Separador de condensados. Lleva purga manual o automática.
- C) Entrada de aire procedente del compresor.
- D) Salida de aire al calderín, y de este, a la red general de distribución.
- E) Entrada de agua de refrigeración (fría).
- F) Salida del gas de refrigeración. (caliente).
- G) Purga de condensadores. Manual o automático.

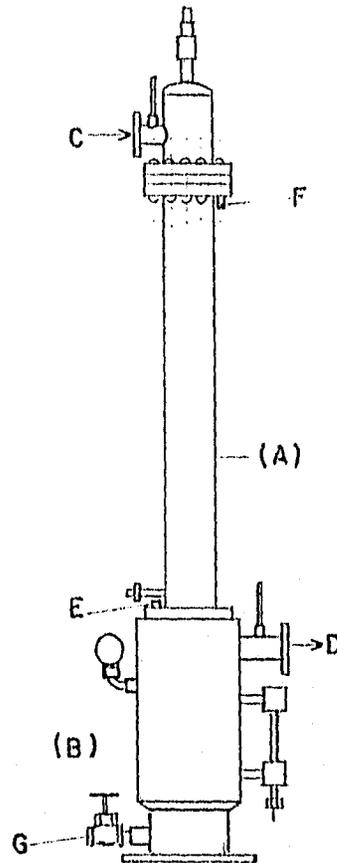
Los de forma vertical se utilizan cuando el espacio disponible es pequeño o cuando no existe una pared apropiada para el montaje del refrigerador horizontal. Están provistos de un soporte-base y, por lo tanto, no precisan pieza alguna de sujeción complementaria.

Los refrigeradores posteriores, tanto los horizontales como los verticales, están formados por una carcasa (cuerpo principal) de chapa, en cuyo interior se encuentra el haz tubular que es de cobre. Es desmontable y dilatante, estando constituido por un conjunto de tubos colocados entre dos placas tubulares con pantallas transversales y tirantes intercalados. Tienen también, un cabezal de entrada y otro de salida, unidos independientemente al separador, en el modelo horizontal, en el modelo vertical.

Llevar anexos:

- Termómetros de entrada y salida de aire.
- Manómetro
- Válvula de seguridad y
- Purga manual o automática.

Este tipo de refrigeradores puede instalarse inmediatamente después del compresor en la tubería de impulsión; como se muestra en la siguiente figura:



REFRIGERADOR POSTERIOR VERTICAL

- A) Carcasa o envoltura cilíndrica. En el interior va colocado el haz tubular.
- B) Separador de condensados. Lleva purga manual o automática.
- C) Entrada de aire procedente del compresor.
- D) Salida de aire al calderín, y de este, a la red general de distribución.
- E) Entrada de agua de refrigeración (fría).
- F) Salida del gas de refrigeración. (caliente).
- G) Purga de condensadores. Manual o automático.

El aire debe entrar siempre por el lado opuesto a aquél en que está colocado el separador de condensados. Normalmente, los fabricantes indican con una flecha la dirección de flujo de aire.

El agua debe circular siempre en sentido contrario al aire, es decir, el agua de refrigeración debe entrar por el cople situado en el lado del separador de condensados y salir por el cople colocado en el lado de la entrada del aire.

Antes de realizar las conexiones de alimentación y descarga del agua de refrigeración, se debe comprobar que no haya escapes de aire, en los cabezales, por las juntas de los extremos de los serpentines.

Una vez comprobado que no existen fugas, se efectúan las conexiones del circuito de agua.

La salida del agua caliente puede hacerse a través de un embudo o mirilla para observar el paso del agua.

Esto permite no sólo comprobar la temperatura de salida del agua, sino también ver que la misma no contenga aire. En caso afirmativo se demostraría que hay escapes de aire dentro del circuito de agua. Los refrigeradores no precisan de un mantenimiento especial. Es suficiente vigilar la purga automática, o en caso de descarga manual, hacerlo cada dos o tres hora si fuese necesario.

Cuando el compresor no funcione, hay que cerrar el agua de refrigeración con el fin de evitar un gasto inútil de agua. También podemos colocar una electroválvula a la entrada del agua de refrigeración que permita cerrar el circuito de agua a cada paro del compresor.

Para seleccionar un refrigerador ó postenfriador de agua se debe seguir el siguiente procedimiento:

1. Utilizando la tabla 23 buscamos la temperatura de admisión del aire a la entrada del postenfriador.

2. A continuación se debe considerar una temperatura de aproximación (que será igual a la diferencia de la temperatura deseada a la salida del postenfriador menos la temperatura ambiente).

3. Con los datos anteriores leemos horizontalmente hasta encontrar un valor cercano, ya sea igual o superior, al flujo de aire que manejará el equipo en cuestión, determinando así el modelo de postenfriador requerido.

Al instalar un postenfriador de este tipo se puede considerar una válvula de regulación automática de agua, la cual mantiene la temperatura deseada de salida del aire comprimido mediante la regulación de flujo de agua al intercambiador. No se requiere ninguna fuente de energía externa ya que las válvulas abren automáticamente en respuesta a un incremento de temperatura en el bulbo sensible que contienen.

En cuanto a la instalación de los postenfriadores, ésta puede hacerse tanto interior como exteriormente en sitios donde la temperatura ambiente vaya de 33°F (56°C) a 130°F (54.4°C) En la instalación se requiere instalar un amortiguador de vibraciones entre la salida del compresor y la entrada del postenfriador.

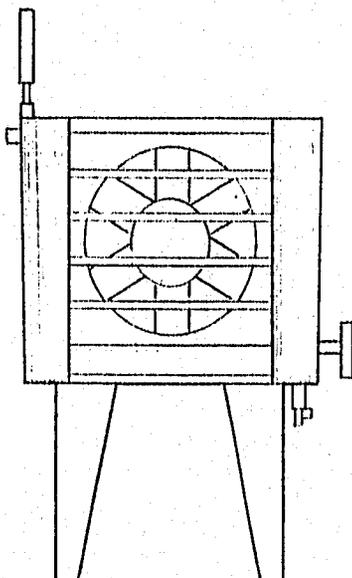
TABLA 23 CAPACIDAD DE UN POSTENFRIADOR DE AGUA (SCFM)

TEMPERATURA DE ADMISION DEL AIRE	TEMPERATURA DE REFRIGERACION	WC40	WC150	WC240	WC580	WC940	WC1500	WC2700
200°F 93°C	10F° (6C°)	32	125	240	580	880	1350	2500
	15F° (8C°)	68	225	240	580	1800	3000	3800
	20F° (11C°)	120	240	240	580	2610	3800	3800
250°F 121°C	10F° (6C°)	18	64	160	304	450	700	1300
	15F° (8C°)	40	150	240	500	940	1500	2700
	20F° (11C°)	60	240	240	580	1600	2600	3700
300°F 149°C	10F° (6C°)	9	38	184	260	270	420	860
	15F° (8C°)	20	86	200	480	500	900	1700
	20F° (11C°)	34	148	240	580	860	1550	2800
350°F 177°C	10F° (6C°)	6	24	75	108	190	270	580
	15F° (8C°)	14	53	144	350	390	600	1150
	20F° (11C°)	23	80	240	544	660	1050	1900

b. REFRIGERADOR POSTERIOR DE AIRE (AIRE-AIRE)

El refrigerador posterior de aire debe situarse también a la salida del aire en el compresor; utiliza como elemento de refrigeración el aire producido por un grupo motor ventilador. Se emplean estos refrigeradores cuando el agua es escasa o no resulta fácil llevarla hasta el mismo refrigerador, o cuando por su precio, sería antieconómica una refrigeración por agua, es decir cuando existan dificultades en el suministro del agua.

El refrigerador de aire ilustrado a continuación está constituido por una batería de tubos de aletas por cuyo interior circula el aire comprimido, el cual viene obligado a efectuar un largo recorrido a través del haz tubular para conseguir el intercambio térmico aire/aire.



REFRIGERADOR POSTERIOR DE AIRE (AIRE-AIRE)

La refrigeración forzada del radiador se logra por la acción de un electroventilador axial que efectúa el soplado para obtener el barrido del aire caliente que despiden el intercambiador mediante la entrada de aire atmosférico. Para alcanzar una buena eficacia de este sistema, es absolutamente necesario que el aire aspirado por el ventilador sea lo más frío posible, siendo conveniente efectuar una abertura en la sala de compresores, cerca y enfrente del refrigerador, para que reciba directamente el aire fresco del exterior. Este tipo de refrigerador es de construcción sencilla. El conjunto va ensamblado en un chasis de acero galvanizado de forma cuadrangular, que le confiere una gran rigidez, descansando sobre patas para emplazarlo sobre el suelo lo más cerca posible del compresor. Los refrigeradores aire-aire están dotados de separador de condensados. Para eliminar éstos puede efectuarse por medio de una purga manual ó automática.

Este tipo de Postefriadores ó refrigeradores posteriores enfrían el aire dentro de un rango de 5°F (3°C) a 20°F (11°C) de la temperatura ambiente. Cuando el aire se enfría, cerca de 70% del vapor de agua presente se condensa en líquido.

Para seleccionar un postenfriador enfriado por aire tenemos que:

1. Determinar el flujo en SCFM y la temperatura del aire comprimido a la entrada del postenfriador. De la siguiente tabla 24.

2. Seleccionar la temperatura de aproximación (temperatura deseada del aire comprimido a la salida del postenfriador menos la temperatura ambiente).

3. Localizar la temperatura a la entrada y la temperatura de aproximación en la tabla 1 y leer horizontalmente hasta localizar el modelo del postenfriador que manejará el flujo requerido.

TABLA 24. CAPACIDAD DE UN POSTENFRIADOR DE AIRE.

TEMPERATURA DE		CAPACIDAD DE FLUJO (SCFM)											
		@80 psig (5.5 bar) - 125 psig (8.6 bar)											
ADMISION DEL AIRE	APROXIMACION	AFTERCOOLER MODEL NUMBERS											
		ACS	AC10	AC15	AC25	AC30	AC50	AC75	AC100	AC150	AC200	AC300	AC500
175°F (79°C)	5°F (3°C)	15	23	33	50	79	112	190	281	364	572	884	1184
	10°F (6°C)	24	37	53	80	125	173	293	434	562	883	1385	1847
	15°F (8°C)	33	50	72	121	171	237	402	594	770	1210	1870	2530
	20°F (11°C)	43	65	93	158	221	306	519	766	993	1560	2412	3264
200°F (93°C)	5°F (3°C)	15	23	33	56	79	110	187	275	358	562	870	1175
	10°F (6°C)	24	36	51	87	122	169	289	426	550	865	1340	1815
	15°F (8°C)	32	48	69	117	165	229	390	575	745	1178	1810	2450
	20°F (11°C)	40	60	87	147	208	289	491	725	940	1475	2260	3085
250°F (121°C)	5°F (3°C)	15	23	33	56	77	109	185	273	354	557	864	1180
	10°F (6°C)	23	35	51	88	121	168	285	421	548	858	1328	1794
	15°F (8°C)	30	45	65	110	155	215	365	540	700	1100	1700	2300
	20°F (11°C)	38	56	81	130	194	269	456	675	875	1375	2125	2875
350°F (177°C)	5°F (3°C)	12	18	26	44	63	88	149	220	286	446	693	935
	10°F (6°C)	17	26	37	62	90	125	211	312	408	636	983	1328
	15°F (8°C)	22	33	48	80	115	160	270	400	520	815	1260	1700
	20°F (11°C)	28	42	60	101	145	202	340	504	655	1027	1588	2142

c. Secadores

Son equipos destinados a tratar el aire o los gases comprimidos, para reducir en ellos su contenido de vapor de agua; así, si sufren un enfriamiento posterior, hasta alcanzar una determinada temperatura límite (punto de rocío) no presentan condensación alguna. Para su más correcto funcionamiento y, en general, para contribuir a una depuración efectiva, del fluido comprimido, deben ir precedidos de los elementos siguientes:

A. Un elemento corrector de la temperatura del fluido comprimido para que éste, normalmente, no supere los 25 a 30°C a su admisión en el equipo secador. Por lo general cubre esta misión el refrigerador posterior que lleva el compresor a su salida. Cuando no se disponga del mismo, o fuera insuficiente su capacidad de enfriamiento, deberá corregirse tal deficiencia.

B. Un eficaz eliminador del agua y aceite arrastrados en fase líquida, así como de los aerosoles o vapores de aceite vehiculados por el flujo de fluido comprimido, para los secadores de adsorción.

C. Finalmente, para completar la depuración del fluido comprimido, una vez ya tratado en el equipo secador, es conveniente incluir un adecuado elemento de filtración, capaz de retener toda la partícula sólida arrastrada por el fluido comprimido, hasta el nivel mínimo de uno a cinco micrones, con eficacia del 99.5% cuando las exigencias técnicas así lo hagan preciso. Como norma, en los secadores de adsorción los elementos citados forman conjunto con el secador para constituir una sola unidad o grupo, permitiendo eliminar de la red de distribución toda una serie de filtros, separadores, purgadores, etc. que la hacen más compleja y de rendimiento técnico muy inferior al que presenta una fuente completa de un fluido comprimido seco y perfectamente depurado. Para cubrir adecuadamente todas las exigencias técnicas de utilización del aire comprimido, se han creado diversas modalidades de secadores, que es conveniente conocer en sus particulares características.

Básicamente tres tipos de secadores de aire se utilizan hoy en día: secadores deliquescentes, secadores regenerativos y secadores refrigerativos.

SECADORES DELICUESCENTES. Este tipo de secadores utiliza un material higroscópico y desecante que tiene una gran afinidad con el agua. Este deshidratante elimina el vapor del aire comprimido, y el deshidratante se desintegra o disuelve en el líquido formado. Estos materiales higroscópicos generalmente se mezclan con otros ingredientes para controlar el pH del chorro que sale y así evitar la corrosión y las incrustaciones y el mismo desecante es consumido. Para mantener un nivel apropiado de la cama deshidrante, debe agregarse desecante de 2 a 3 veces por año. Este secador no tiene partes en movimiento y no requiere de potencia, por lo que su costo de instalación es muy bajo. Se puede conseguir una disminución del punto de rocío hasta de 20 a 30°C (- 6.7 a - 1°C).

Las ventajas de estos secadores son su bajo costo inicial y que no tienen partes en movimiento.

Las desventajas son las siguientes:

1. Disminución limitada del punto de rocío.
2. El desecante debe ser reemplazado periódicamente.
3. Mantenimiento excesivo.

4. El material desecante puede ser acarreado a las tuberías, si no se utiliza un filtrado efectivo. Esto puede provocar problemas en las tuberías de aire comprimido y en el equipo.

5. Algunos materiales desecantes se funden ó fusionan a temperaturas superiores a los 90°F (32°C), disminuyendo su rendimiento debido a incrustaciones, las cuales permiten que el aire húmedo fluya sin reaccionar con el desecante.

6. Costos de operación relativamente altos.

SECADORES REGENERATIVOS

Estos secadores utilizan un desecante que absorbe la humedad. En otras palabras, la humedad se acumula en miles de pequeños poros dentro de cada partícula desecante, con lo cual una pequeña cantidad de desecante retiene, relativamente grandes cantidades de agua. El desecante puede ser regenerado mediante la aplicación de calor ó simplemente mediante una purga de aire seco. Estos secadores requieren de dos ó más torres para operación continua. Mientras una torre está siendo regenerada, la otra se encuentra en operación. La regeneración puede hacerse por tiempo o baja demanda. Puntos de rocío tan bajos como $-100^{\circ}\text{F}(-73.3^{\circ}\text{C})$ se pueden conseguir con los secadores regenerativos. Para proteger la cama desecante siempre deben utilizarse filtros en contraflujo para eliminación de aceite.

Las ventajas de estos secadores son:

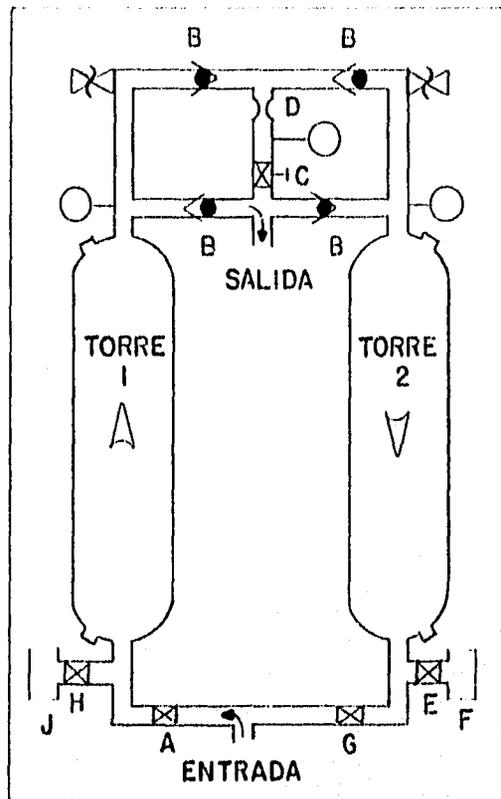
1. Puntos de rocío muy bajos.
2. No hay agua que drenar.
3. Costo de operación moderado considerando los puntos de rocío alcanzado.

Las desventajas de estos secadores son:

1. Alto costo inicial.
2. Se requiere de servicios periódicos en las torres desecantes.
3. Los aerosoles del aceite pueden cubrir el material desecante, disminuyendo su rendimiento.

OPERACION:

El flujo principal de aire entra a la Torre 1 (Figura siguiente) a través de la válvula de entrada (A), y es secado por la capacidad de adsorción del deshidratante. Posteriormente se dirige por el sistema de válvulas check (B) a la salida de aire. Un porcentaje del aire seco es estrangulado hasta una presión cercana a la atmosférica mediante una válvula ajustable de purga (C) y un orificio de purga (D). Este aire proveniente de la purga, extremadamente seco y con una presión muy baja, fluye a través del deshidratante que está en la Torre 2 y lo reactiva. La concentración de humedad es descargada, a través de la válvula de purga/represurización (E) y del silenciador (F), a la atmósfera.



Después de un periodo predeterminado de tiempo, un timer automático de estado sólido cierra la válvula de purga/represurización (E) la cual permite que la Torre 2 se presuriza nuevamente y lentamente. En este momento cierra la válvula de admisión (A) y abre la válvula (G). La válvula de purga y represurización (H) también abre.

El flujo principal de aire es secado ahora, por la Torre 2 (Fig 2) mientras la Torre 1 está siendo reactivada. El flujo de purga es descargado a través de la válvula H (purga/represurización y del silenciador J).

Ciertos modelos utilizan solenoides para actuar las válvulas de admisión y purga. Otros modelos utilizan válvulas neumáticas (operadas por aire). Estas válvulas son de diafragma, el cual por su construcción, maximiza la sensibilidad de la válvula, y su vida útil. Los componentes de la válvula pueden ser reparados mientras la válvula está en operación. La duración del ciclo de secado es ajustable por medio de un timer. El rango de ajuste es de 4 ó 10 minutos. Si se selecciona el rango de 4 minutos, cada torre estará en operación por 2 minutos y en proceso de reactivación durante los otros 2 minutos. De igual manera, si se selecciona el rango de 10 minutos, cada torre estará en operación por 5 minutos, y en proceso de reactivación los otros 5 minutos.

Si un secador se trabaja con el rango de 4 minutos, generará puntos de rocío de -100°F (-73°C) con una temperatura de admisión del aire de 100°F (37.8°C) y si se trabaja con el rango de 10 minutos, generará puntos de rocío de -40°F (-40°C) bajo estas condiciones. Estos puntos de rocío tan bajos permiten que los secadores puedan aplicarse en procesos electrónicos, químicos y en la industria farmacéutica y alimenticia.

SECADORES REFRIGERATIVOS

Estos secadores operan en forma similar a las unidades de aire acondicionado y refrigeradores. El aire es enfriado por el uso de intercambiadores de calor (refrigerante-aire)

Los refrigerantes típicos, tales como Freón 12 ó 22 se utilizan. El aire al enfriarse disminuye su habilidad de retener humedad y el condensado resultante es concentrado y eliminado. El aire es posteriormente recalentado hasta una temperatura ambiente.

La temperatura más fría en el sistema determina el punto de rocío. Esta normalmente se mantiene ligeramente arriba del punto de congelación del agua, cerca de los 35°F (1.7°C), para asegurar así la reducción del flujo de aire provocado por hielo, el cual de otra manera aumentaría.

Ventajas de estos equipos:

1. Punto de rocío constante.
2. Bajo mantenimiento.
3. Bajo costo de operación.
4. No existen daños provocados por vapores de aceite o aerosoles.

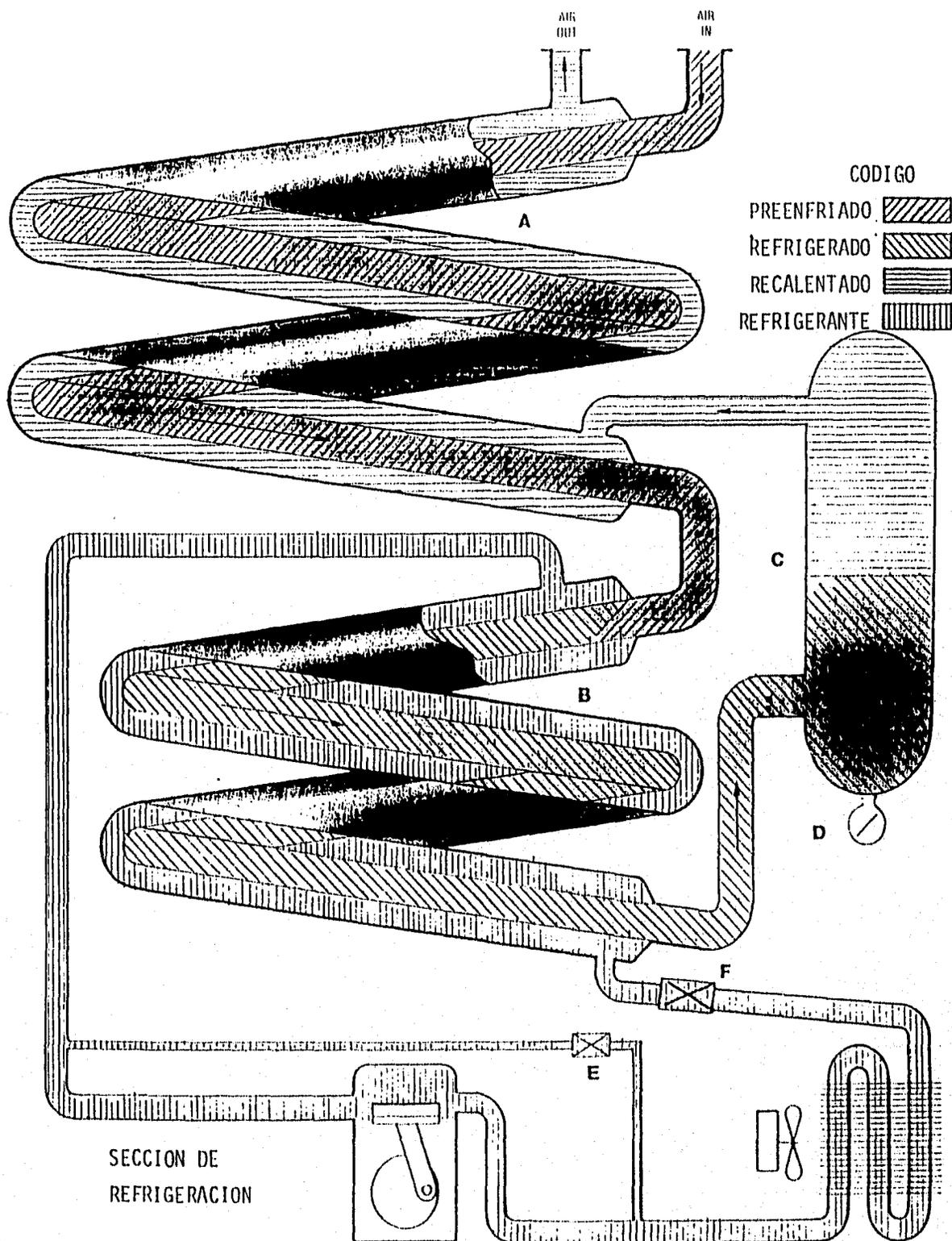
La desventaja de estos secadores es que no se pueden conseguir puntos de rocío extremadamente bajos con ellos.

OPERACION:

En la mayoría de los secadores refrigerativos, el aire comprimido entra primero a un intercambiador de calor aire-aire como se muestra en el diagrama de flujo de la página siguiente. Aquí el aire que entra es pre-enfriado por el aire refrigerado de salida, permitiendo así que se utilice una unidad de refrigeración más pequeña y económica.

Posteriormente el aire comprimido entra a un intercambiador de calor aire-refrigerante (evaporador-refrigerativo) (B) en donde el calor es removido directamente del aire comprimido por el sistema de refrigeración. Mientras el aire se enfría, el vapor de agua se condensa en gotas. Las gotas condensadas son después removidas del flujo de aire en el separador C, y automáticamente descargadas al drenaje por una purga automática de condensados (D).

DIAGRAMA DE FLUJO DEL SECADOR REFRIGERATIVO DE AIRE COMPRIMIDO.



Finalmente el aire comprimido pasa a través del lado secundario del intercambiador de calor aire-aire, en donde es recalentado por el aire que entra. El recalentamiento previene que la tubería sude, incrementando así el volúmen efectivo de aire, permitiéndole así realizar más trabajo.

PARA SELECCIONAR UN SECADOR REFRIGERATIVO.

Determinar las condiciones actuales bajo las cuales el secador estará operando:

- Capacidad de flujo por secar en scfm.
- Temperatura del punto de rocío requerida en el flujo de aire (°F).
- Presión del aire comprimido a la entrada del secador (psig).
- Temperatura del aire comprimido a la entrada del secador (°F).
- Temperatura ambiente (modelos enfriados por aire (°F) ó
- Temperatura del agua de enfriamiento (modelos enfriados por agua (°F)
- Caída de presión permisible a través del secador (psi).

TABLA 25. CAPACIDAD NOMINAL RC Y CAIDA DE PRESION PD A 100 PSIG DE PRESION DE ADMISION, 100° F DE TEMPERATURA DE ADMISION Y 100° F DE TEMPERATURA AMBIENTE.

MODELO	8010	8015	8025	8035	8045	8055	8070	80100	80125	80170	80200	80300	80400	80500	80700	80800	801000	801200	801600	802000
CAPACIDAD NOMINAL (SCFM)	10	15	25	35	45	55	70	100	125	170	200	300	400	500	700	800	1000	1200	1600	2000
CAIDA DE PRESION (PSI)	25	30	20	45	20	20	25	40	35	40	48	47	48	44	25	22	29	25	4.1	6.1

Determinar la capacidad del secador a las condiciones actuales de operación:

Paso 1. Seleccionar el modelo del secador de la Tabla 25, que tenga una capacidad nominal RC cercana a la capacidad requerida para la aplicación.

Para los pasos 2 y 3 utilizar las condiciones de operación del primer párrafo y las tablas 25, 26a, 26b, Y 27 para determinar los factores de ajuste de capacidad.

Paso 2. Encontrar el factor CF_{pt} (Factor de Ajuste de Capacidad para condiciones actuales de Presión y Temperatura de admisión. Referirse a la tabla 26a ó 26b (dependiendo del modelo de secador bajo consideración). Utilizando la columna debajo del punto de rocío deseado (35°F, 1.7°C) ó (50°F, 10°C), encontrar el factor de ajuste de capacidad en la intersección de la temperatura de entrada y la presión correspondientes a las condiciones de operación.

Paso 3 Encontrar el factor CFac para unidades enfriadas por aire o CFwc para unidades enfriadas por agua.

CFac = factor de ajuste de capacidad para temperatura ambiente del aire (solamente en modelos enfriados por aire). Utilizando la tabla 27, obtener el factor de ajuste de capacidad correspondiente a la máxima temperatura ambiente correspondiente al área en la que el secador se instalará.

ó CFwc = factor de ajuste de capacidad para temperatura del agua de enfriamiento (solamente en modelos enfriados por agua) utilizar 1.07 si el agua de enfriamiento es igual a 90°F/32°C ó inferior.

Paso 4 Ajuste de la capacidad nominal (encontrada en el paso 1) para las condiciones actuales de operación mediante el cálculo de una capacidad ajustada.

$$\text{Capacidad Ajustada} = \text{RC} \times \text{CFpt} \times \text{CFac} \text{ ó } \text{CFwc}$$

(de tabla 25) (de tabla 26a ó 26b) (de tabla 27)

Si la capacidad de flujo requerida por la aplicación es inferior a la capacidad ajustada, el secador selección es lo suficientemente grande para la aplicación. Pero si la capacidad de flujo requerida está muy por debajo ó muy por arriba de la capacidad ajustada, utilizar el paso 4 para checar el siguiente secador más pequeño ó más grande y así asegurar que se ha hecho la mejor selección.

TABLA 26a. FACTOR DE AJUSTE DE CAPACIDAD CFpt PARA MODELOS: 8010, 8015, 8025, 8045 Y 8070

FUNIO DE ROCIO											
PRESION DEL AIRE COMPRIMIDO A LA ENTRADA (psig)	35°F	50°F									
	20	1.10	2.00	.83	1.35	.85	1.00	.52	.78	.41	.80
	40	1.30	2.00	1.00	1.65	.80	1.24	.65	.98	.53	.76
	60	1.41	2.00	1.10	1.85	.89	1.40	.73	1.10	.60	.88
	80	1.50	2.00	1.17	1.98	.95	1.51	.79	1.20	.68	.98
	100	1.55	2.00	1.23	2.00	1.00	1.60	.83	1.27	.70	1.04
	120	1.59	2.00	1.28	2.00	1.03	1.66	.86	1.33	.73	1.09
	140	1.63	2.00	1.30	2.00	1.06	1.71	.89	1.38	.76	1.14
	160	1.65	2.00	1.32	2.00	1.09	1.76	.91	1.42	.78	1.17
	180	1.68	2.00	1.34	2.00	1.10	1.79	.93	1.45	.80	1.20
	200	1.69	2.00	1.36	2.00	1.12	1.82	.95	1.48	.81	1.23
220	1.70	2.00	1.37	2.00	1.13	1.85	.96	1.50	.83	1.25	
240	1.72	2.00	1.38	2.00	1.15	1.87	.97	1.52	.84	1.27	
260	1.74	2.00	1.39	2.00	1.16	1.89	.98	1.54	.85	1.28	
280	1.74	2.00	1.40	2.00	1.17	1.91	.99	1.56	.86	1.30	
300	1.75	2.00	1.41	2.00	1.18	1.92	1.00	1.57	.86	1.31	
	80°		90°		100°		110°		120°		
TEMPERATURA DEL AIRE COMPRIMIDO A LA ENTRADA (°F)											

TABLA 26b. FACTOR DE AJUSTE DE CAPACIDAD CFpt PARA MODELOS: 8035, 8055, Y DEL 80100 AL 80200

FUNIO DE ROCIO											
PRESION DEL AIRE COMPRIMIDO A LA ENTRADA (psig)	35°F	50°F									
	20	.86	2.00	.64	.96	.47	.68	.36	.50	.28	.37
	40	1.15	2.00	.87	1.34	.67	.98	.52	.73	.41	.55
	60	1.32	2.00	1.02	1.60	.81	1.19	.64	.92	.52	.71
	80	1.45	2.00	1.14	1.80	.91	1.36	.74	1.06	.60	.84
	100	1.55	2.00	1.23	1.94	1.00	1.49	.82	1.18	.67	.95
	120	1.62	2.00	1.30	2.00	1.06	1.60	.86	1.28	.73	1.03
	140	1.68	2.00	1.35	2.00	1.11	1.69	.93	1.36	.78	1.10
	160	1.73	2.00	1.40	2.00	1.16	1.76	.97	1.42	.82	1.17
	180	1.76	2.00	1.44	2.00	1.18	1.82	1.00	1.48	.86	1.22
	200	1.80	2.00	1.47	2.00	1.22	1.87	1.03	1.53	.89	1.27
220	1.82	2.00	1.49	2.00	1.25	1.92	1.06	1.57	.91	1.31	
240	1.85	2.00	1.52	2.00	1.27	1.96	1.09	1.61	.93	1.35	
260	1.87	2.00	1.53	2.00	1.29	1.99	1.11	1.64	.95	1.38	
280	1.88	2.00	1.55	2.00	1.31	2.00	1.12	1.67	.97	1.41	
300	1.90	2.00	1.57	2.00	1.32	2.00	1.13	1.70	.99	1.43	
	80°		90°		100°		110°		120°		
TEMPERATURA DEL AIRE COMPRIMIDO A LA ENTRADA (°F)											

Determinar la caída de presión del secador en las condiciones actuales de operación:

Paso 1 Utilizando la Tabla 25, encontrar la caída de Presión PD a la capacidad nominal, para el modelo de secador elegido anteriormente.

Paso 2 Calcular el factor FR (Relación de flujo) Se obtiene dividiendo la capacidad requerida para la aplicación por la capacidad nominal RC.

Paso 3 Encontrar el factor PFpd=factor de caída de presión. Utilizando la tabla 28, encontrar el factor de caída de presión mediante la intersección de la relación de flujo y la presión de operación.

Paso 4 Ajustar la caída de presión a la capacidad nominal (encontrada en el paso 1) para las condiciones actuales de operación, mediante el cálculo de la caída de presión ajustada.

$$\text{Caída de Presión Ajustada} = \text{PD} \times \text{PFpd}$$

(de tabla 25) (de tabla 28)

Si la caída de presión calculada para las condiciones del sistema es muy alta para la aplicación, utilizar los pasos del 1 al 4 para determinar la caída de presión del siguiente secador más grande.

4.1.2 TRATAMIENTO DEL AIRE EN LOS PUNTOS DE UTILIZACION

En todos los ambientes industriales existen millones de partículas contaminantes que entran en la succión del compresor por cada pie cúbico de aire. También están presentes los vapores de hidrocarburos, los cuales al presurizarse y desplazarse en el sentido del flujo, se condensan. Por esto es que, aún en los sistemas de aire con compresores libres de aceite, en ocasiones, se requiere de filtración en las aplicaciones críticas.

Dentro del compresor se adicionan otros contaminantes. En los compresores con lubricación se presentan vapores y aerosoles de aceite y en los demás tipos de compresores se presentan partículas sólidas por desgaste (metal, carbón y teflón) Estos contaminantes afectan las operaciones ya que viajan en el sentido del flujo, en donde reducen la vida del equipo neumático, contaminan el producto y ensucian los instrumentos. Por ejemplo: Las partículas sólidas desgastan las partes internas de herramientas neumáticas, motores y cilindros (especialmente en el equipo actual, el cual es contruido con tolerancias más cerradas para una mayor eficiencia. Provocan mal asentamiento en las válvulas, contamina productos y procesos.

Los aerosoles del aceite se descomponen formando materiales alquitranados que obturan los instrumentos, pegan las válvulas y provocan en motores, herramientas y cilindros una operación lenta, contaminan el aire comprimido utilizado para respiración, etc.

El vapor de aceite contamina productos y procesos, interfiere en la productividad del trabajador cuando los olores agresivos del aceite se introducen en el ambiente, contamina el aire en sistemas de suministro de aire. Por lo anterior, es indispensable, instalar en cada uno de los puntos de utilización el equipo necesario, ya sean filtros, reguladores ó lubricadores que se requiera para proporcionar la calidad de aire que se necesita en cada lugar de trabajo. En cuanto a filtros se refiere, se describen a continuación, los tipos existentes y sus aplicaciones así como se explica, también su funcionamiento.

a. FILTROS

1. FILTRO SEPARADOR

Remueve:

- Todos los sólidos de 3 micrones y mayores.
- Retiene líquidos hasta 25,000 ppm en peso.
- 99% de gotitas de agua, 40% de aerosoles de aceite.

APLICACIONES TÍPICAS:

- Separadores en el sentido del flujo de los postenfriadores.

- Separadores en los secadores regenerativos.

2. FILTRO DE LINEA DE 1 MICRON**Remueve:**

- Todos los sólidos de 1 micron y mayores.
- Retiene líquidos hasta 2000 ppm en peso.
- 100% de las gotitas de agua y 70% de los aerosoles de aceite.

APLICACIONES TÍPICAS

- Prefiltrado para herramientas, motores, cilindros y válvulas.
- Prefiltrado para filtros de alta eficiencia.
- Posfiltro para secadores desecantes.
- Prefiltro para equipo neumático con intercambiadores de calor.
- Filtro principal para el sistema de aire de la planta.

3. FILTRO ELIMINADOR DE ACEITE.

Remueve:

- Todos los sólidos de 0.025 micrones y mayores. (0.01 micrones nominal; .025 micrones absolutos).
- Retiene líquidos hasta 100 ppm en peso.
- 99.999 + % de los aerosoles de aceite.

APLICACIONES TÍPICAS:

- Utilizado en compresores con lubricación para producir aire libre de aceite para instrumentación, industria alimenticia y farmacéutica y manufactura de partes electrónicas.

4. FILTRO PARA ELIMINACION DE VAPORES DE ACEITE.

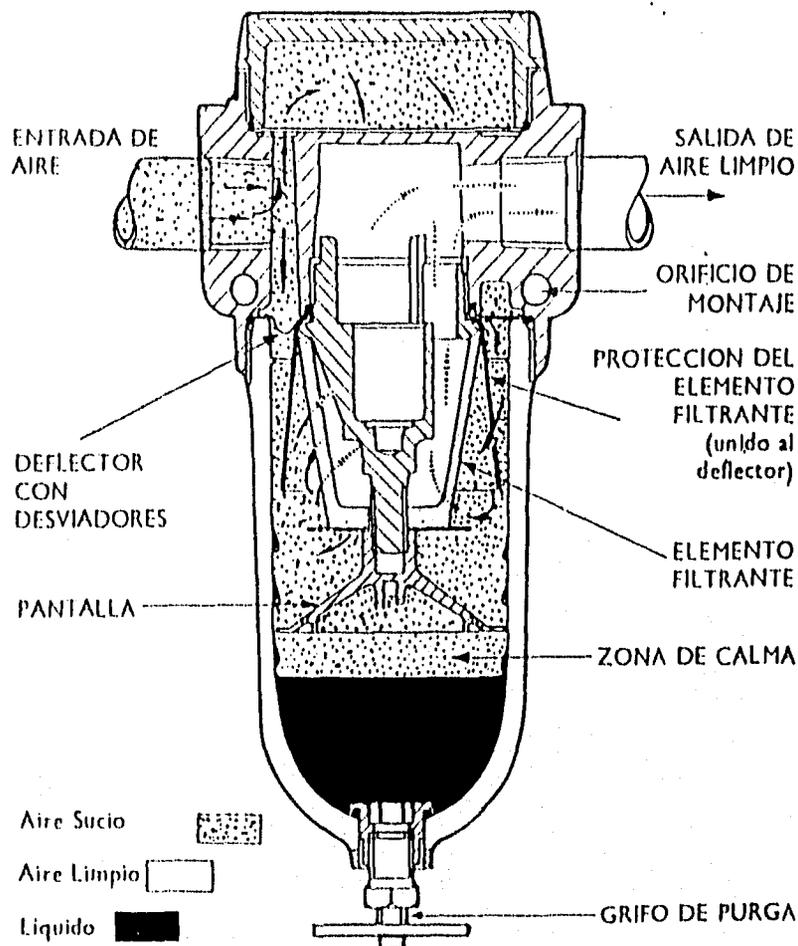
Remueve:

- Vapores de aceite y otros hidrocarburos que normalmente son absorbidos por el carbón activado.
- Todos los sólidos de 0.025 micrones y mayores.
- 0.01 ppm en peso de aceite restante (como vapor). Lo anterior está muy por debajo de las concentraciones que pueden ser detectadas por aroma o sabor y también inferior al nivel en el cual una caída de temperatura en el flujo, provocará la condensación del vapor.

APLICACIONES TIPICAS:

- Industrias alimenticias y farmacéuticas donde el aire comprimido está en contacto con los productos.
- Para desodorizar el aire comprimido descargado en ambientes laborales encerrados.
- Para acondicionar muestras de gas antes de instrumentos analíticos.

En la siguiente figura (pag 173 o pag 168 AIRE COMPRIMIDO) se indica el funcionamiento de un filtro para la eliminación de los contaminantes del aire comprimido. En este caso, el filtro cuenta con una purga manual, pero los hay también con purga automática. Como se puede observar el aire entra en el depósito a través de deflectores direccionales y origina 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 del aire. Los líquidos y sólidos acumulados 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. Los modelos con purga automática vacían automáticamente los líquidos acumulados.



CIRCULACION DEL AIRE DENTRO DE UN FILTRO

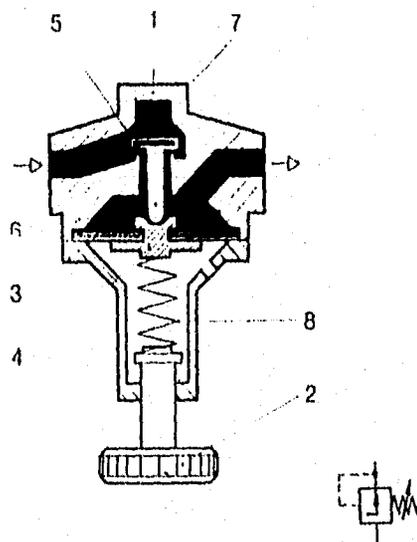
b. REGULADORES DE PRESION

El aire generado por el compresor siempre oscilará dentro de un determinado margen. Los reguladores instalados en la red aseguran, independientemente de esas oscilaciones de presión en el circuito principal (presión primaria), una presión constante en la instalación a alimentar (presión secundaria). La instalación primaria siempre ha de ser mayor que la secundaria.

Los cambios de la presión en la red modifican el comportamiento de las válvulas, los tiempos de recorrido de cilindros, así como la función de transferencia de temporizadores. Es por eso que la

presión debe ser constante para que el ciclo de un mando neumático se desarrolle sin perturbaciones. Para lograr tales condiciones de presión, se dispone detrás del filtro de aire comprimido un reductor o regulador de presión, cuya misión es conservar constante la presión de trabajo, independientemente de las oscilaciones dentro de la red y de la toma de aire.

En la figura siguiente se indica el funcionamiento de un regulador de presión sin orificio de escape.



REGULADOR DE PRESION SIN ORIFICIO DE ESCAPE

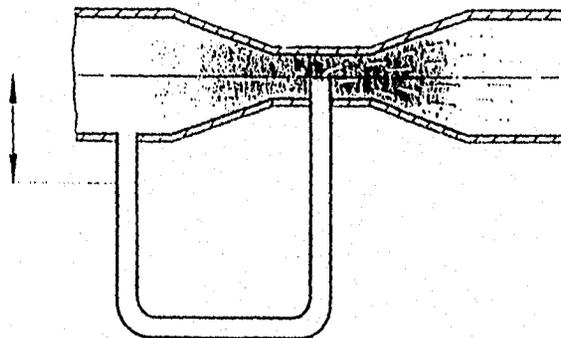
Por medio del tornillo de ajuste (2) se pretensa el muelle (8) solidario a la membrana (3). Según el ajuste del muelle (8), se abre más o menos el paso del lado primario al secundario. El vastago (6) con la membrana (5) se separa más o menos del asiento de junta.

Si no se toma aire comprimido del lado secundario, la presión aumenta y empuja la membrana (3) venciendo la fuerza del muelle (8). El muelle (7) empuja el vastago hacia abajo, y en el asiento se cierra el paso de aire. Sólo después de haber tomado aire del lado secundario, puede afluir de nuevo aire comprimido del lado primario.

c. LUBRICADOR DE AIRE COMPRIMIDO.

Este dispositivo tiene la misión de lubricar los elementos neumáticos en medida suficiente. El lubricante previene un desgaste prematuro de las piezas móviles, reduce el rozamiento y protege los elementos contra la corrosión.

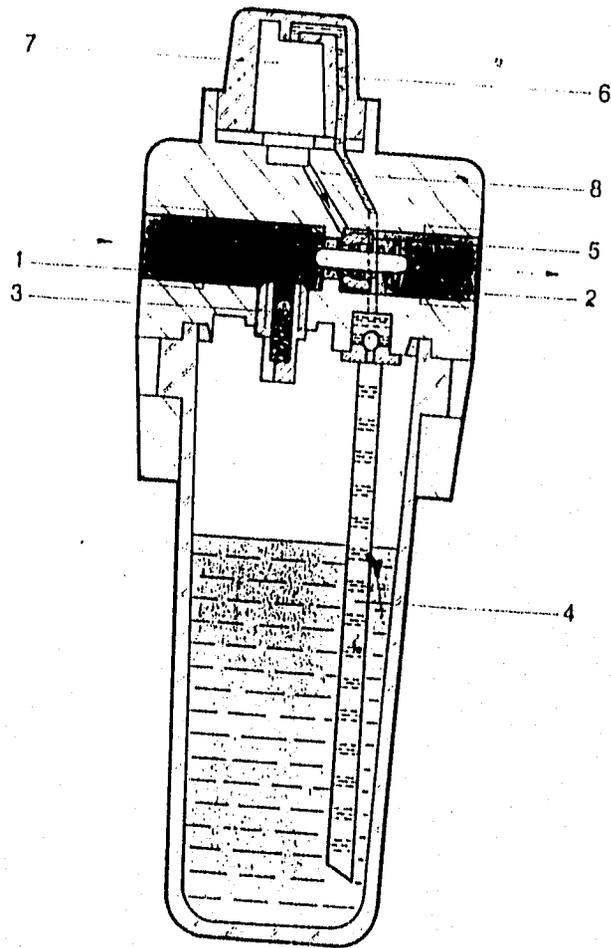
Los lubricadores trabajan generalmente según el principio "Venturi". La diferencia de presión δP (caída de presión) entre la presión reinante antes de la tobera y la presión en el lugar más estrecho de ésta se emplea para aspirar líquido (aceite) de un depósito y mezclarlo con el aire. El lubricador no trabaja hasta que la velocidad del flujo es suficientemente grande. Si se consume poco aire, la velocidad de flujo en la tobera no alcanza para producir una depresión suficiente y aspirar el aceite de depósito. Por eso, hay que observar los valores de flujo que indique el fabricante.



PRINCIPIO DE VENTURI

FUNCIONAMIENTO DE UN LUBRICADOR.

El aire comprimido atraviesa el lubricador desde la entrada (1) hasta la salida (2). Por el estrechamiento de sección en la válvula (5), se produce una caída de presión. En el canal (8) y en la cámara de goteo (7) se produce una depresión (efecto de succión). A través del canal (6) y del tubo elevador (4) se aspiran gotas de aceite. Estos llegan, a través de la cámara de goteo (7) y del canal (8) hasta el aire comprimido, que afluye hacia la salida (2). Las gotas de aceite son pulverizadas por el aire comprimido y llegan en este estado hasta el consumidor. La sección de flujo varía según la cantidad de aire que pasa y varía la caída de presión, o sea, varía la cantidad de aceite. En la parte superior del tubo elevador (4) se puede realizar otro ajuste de la cantidad de aceite, por medio de un tornillo. Una determinada cantidad de aire ejerce presión sobre el aceite que se encuentra en el depósito, a través de la válvula de retención.



LUBRICADOR DE AIRE COMPRIMIDO

d. RECIPIENTES DE AIRE

Generalmente debe emplearse un depósito para almacenar el aire comprimido.

Este depósito cumplirá varias funciones, por ejemplo:

- Compensar las pulsaciones (variaciones) de la línea de descarga, consiguiendo así una presión estable (constante uniforme) en el sistema.

- Sirve como un tanque de reserva, en caso de repentinas demandas excesivas que sobrepasen la capacidad del compresor.

- Evita que el compresor trabaje frecuentemente a plena carga y en vacío.

- También ayuda a precipitaro condensar parte de la humedad que pueda estar presente en el aire al salir del compresor, o pueda ser acarreada del postenfriador.

Para ciertas aplicaciones, la capacidad mínima del recipiente debe calcularse, pero tanto el juicio como la experiencia, son importantes para ello.

Es conveniente consultar a un fabricante de compresores con respecto a la capacidad requerida, particularmente la del recipiente del sistema.

El intervalo de tiempo durante el cual un recipiente puede suministrar aire, sin una caída de presión excesiva, puede encontrarse de la siguiente ecuación:

$$T = \frac{V (P_1 - P_2)}{C P_0}$$

Donde:

- T = TIEMPO EN MINUTOS
- P1 = PRESION INICIAL DEL RECIPIENTE, PSIG
- P2 = PRESION FINAL, PSIG
- P0 = PRESION ATMOSFERICA, PSIA
- C = REQUERIMIENTO DE AIRE, CFM DE AIRE
- V = CAPACIDAD DEL RECIPIENTE FT3

Esta ecuación asume que la temperatura del recipiente es constante e igual a la temperatura atmosférica estandar y que P0 es la presión atmosférica estandar. También asume que durante este intervalo de tiempo no se suministra aire al recipiente. Si se suministrara aire constante al recipiente a razon de "S" ft3 de aire libre por minuto, entonces C en la ecuación debe ser remplazada por C-S.

Existe peligro en el uso de Recipientes de aire de construcción sospechosa o cuestionable. La Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos (ASME) a establecido un código, ahora incorporado a muchas leyes federales, estatales y locales, concerniente a la construcción de recipientes a presión inflamables.

Los recipientes deben satisfacer este código así como cualquier otro código estatal, municipal o de seguros que se aplique al caso.

La siguiente tabla No. 29 enlista los tamaños de recipientes, diámetros y longitud, y las capacidades del compresor recomendadas para ellos, a presiones de 40 a 125 psig (2.76 a 8.62 bars) manometricos.

El uso de tanques especiales de construcción más ligera, fabricados para presiones inferiores a 125 psig (8.62 bars), no se recomienda para instalaciones de aire en fábricas, a pesar de que en el momento de la instalación no estén contempladas presiones superiores.

Los pequeños ahorros si los hubiera, no compensan con el alto riesgo de que en un futuro, el tanque de construcción ligera se use inadvertidamente para presiones mayores.

TABLA 29 NORMAS ASME PARA RECIPIENTES DE AIRE PARA PRESIONES DE
DESCARGA HASTA DE 125 PSI (8.75 KG/CM²)

Diámetro, en		Longitud, en		Capacidad real del Compresor para el que es adecuado el recipiente		Volumen del Recipiente,		Válvulas de Seguridad	
Pul- gadas	Centí- me- tros	Pies	m	Aire Libre		pies ³	m ³	Diámetro, en	
				pies ³ / min	m ³ /min			Pul- gadas	Centí- me- tros
18	45.7	6	1.83	95	2.69	11	0.31	1	2.5
24	60.9	6	1.83	185	5.24	19	0.53	1½	3.8
30	76.2	7	2.13	305	8.64	34	0.96	2	5.1
36	91.4	8	2.44	450	12.74	57	1.61	2½	6.4
42	106.7	10	3.05	640	18.12	96	2.72	3	7.6
48	121.9	12	3.66	1275	36.11	151	4.28	3	7.6
54	137.2	14	4.27	1900	53.81	223	6.32	3	7.6
60	152.4	14	4.27	3000	84.96	275	7.79	3	7.6
66	167.6	18	5.49	4500	127.44	428	12.12	3	7.6

Los recipientes deben ser construidos con valvulas de seguridad aprobadas por ASME, manómetros de presión, entrada hombre, valvula de drenaje y base en el caso de recipientes verticales.

El disparo de las valvulas de seguridad del recipiente no debe ajustarse a una presión mas alta que la presión de trabajo para la cual el recipiente ha sido diseñado.

Estas valvulas de seguridad deben ajustarse ligeramente arriba de la presión de operación, de aquí que la presión de operación de un sistema debe ser alrededor del 5% inferior a la presión marcada en el tanque.

El recipiente debe soportarse en bloques o pequeñas cimentaciones, para mantenerlo seco y evitar la oxidación.

Debe proporcionarse el espacio adecuado para poder drenar el recipiente.

Si el recipiente se encuentra al exterior, la valvula de seguridad y el manómetro deberán encontrarse al interior para evitar que se congelen, además de que la tubería deberá tener un arreglo sencillo para un fácil drenaje.

La eliminación de la humedad del recipiente, en condiciones frías es importante. Esta humedad provocará un problema si se deja acumular.

CAPITULO IV

CASO PRACTICO

En el capítulo 4 se presenta un caso práctico en el cual se plantean los requerimientos de aire comprimido de cierta industria.

En este capítulo se hará la selección del equipo necesario para la generación de aire comprimido, almacenamiento del mismo, secado y distribución.

El orden seguido para el desarrollo de este capítulo es el siguiente:

1. Planteamiento del caso práctico.
2. Arreglo general del equipo que se instalará en el cuarto de máquinas.
3. Selección del tipo de compresor en base a las necesidades planteadas en el punto 1 y determinación del número de compresores requeridos.
4. Determinación de las dimensiones y localización del recipiente de aire.
5. Determinación de los diámetros más adecuados para cada una de las distintas tuberías de la red neumática que son:
 - A. Tubería principal.
 - B. Tuberías secundarias y
 - C. Tuberías de servicio.
6. Selección del postenfriador.
7. Selección del tipo y modelo del secador.

8. Selección del tipo de filtros en base a la calidad de aire requerida para cada aplicación.
9. Disposición de la red neumática, ya sea en circuito abierto ó cerrado.
10. Recomendaciones sobre el mantenimiento principal del equipo, así como solución a las posibles fallas.

1. PLANTEAMIENTO DEL CASO PRACTICO.

En cierta industria se requiere instalar un sistema de aire comprimido. Este sistema se empleará para la generación de potencia. Se requiere una presión de trabajo de 70 lb/in² (5kg/cm²) y una capacidad de aire libre de 330 ft³/min (560 m³/hr). La altura del lugar de la instalación sobre el nivel del mar es de 2200 m. y la temperatura ambiente = 30°C. La capacidad instalada estará repartida en 2 líneas; cada una de las cuales tendrá un consumo de 165 ft³/min. En cada una de estas dos líneas se tendrán 5 aplicaciones, con un consumo por aplicación de 33 cfm.

El aire comprimido generado se empleará en las dos líneas de proceso para lo siguiente:

Punto 1. En este lugar se utilizará para la limpieza interior de botellas de vidrio ó plástico. Es por ello que la calidad del aire que se requiere en este punto es:

- A. Aire libre de partículas sólidas de 0.025 micrones y mayores.
- B. Exento de gotitas de agua y aceite.
- C. Libre de olores y sabores.

Punto 2. El aire comprimido se empleará en este punto para accionamiento de elevadores de botella en una máquina llenadora. Se requiere que el aire tenga la siguiente calidad:

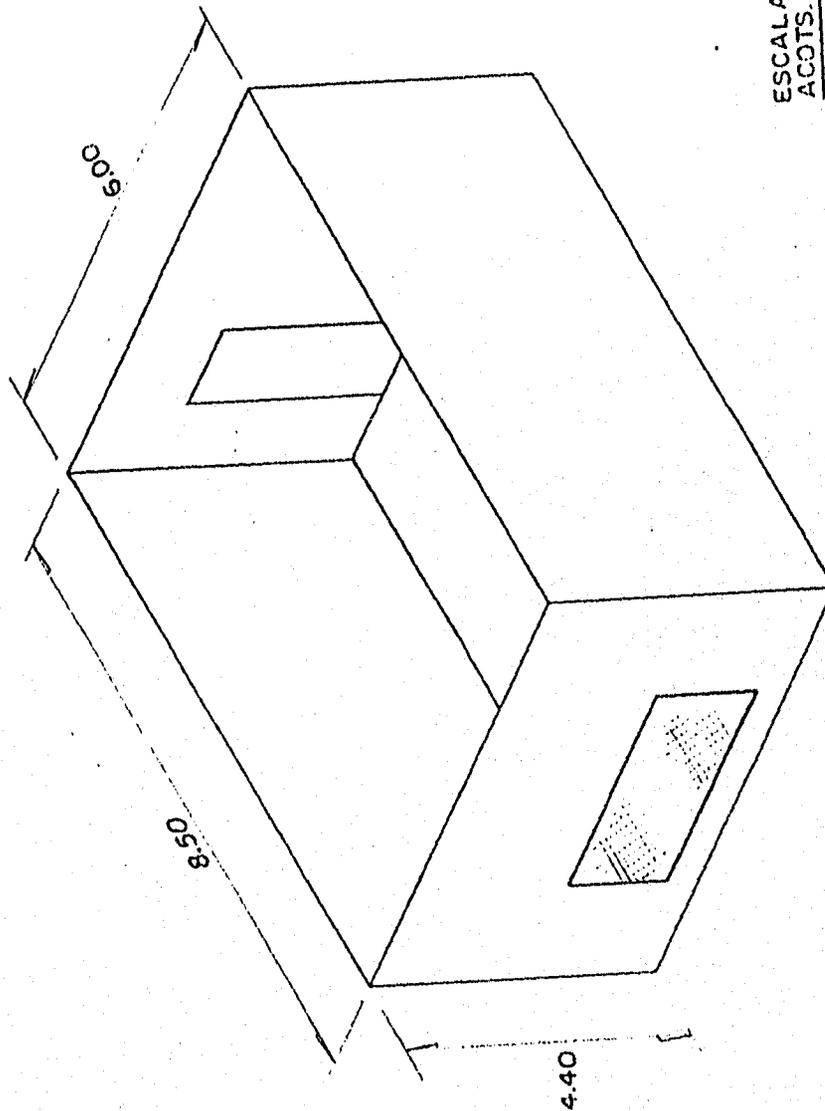
- A. Libre de partículas sólidas de 0.1 micrones y mayores.
- B. Exento de gotas de agua y aerosoles de aceite.

Punto 3. En este punto el aire se requiere para accionamiento de embragues neumáticos de seguridad en una máquina tapadora de botellas. La calidad del aire que se requiere en este punto es igual a la del punto 2.

Punto 4. Aquí, el aire comprimido se empleará para el accionamiento de planchadores de etiqueta y como mecanismo para variación de velocidad en la misma máquina etiquetadora.

Punto 5. En este último punto, el aire se empleará para el accionamiento de cilindros de doble efecto y también para la operación de una bomba neumática para el suministro de adhesivo en una máquina empacadora.

Las dimensiones actuales del área designada al cuarto de máquina son:



ESCALA: 1:100
ACOTS.: MTS.

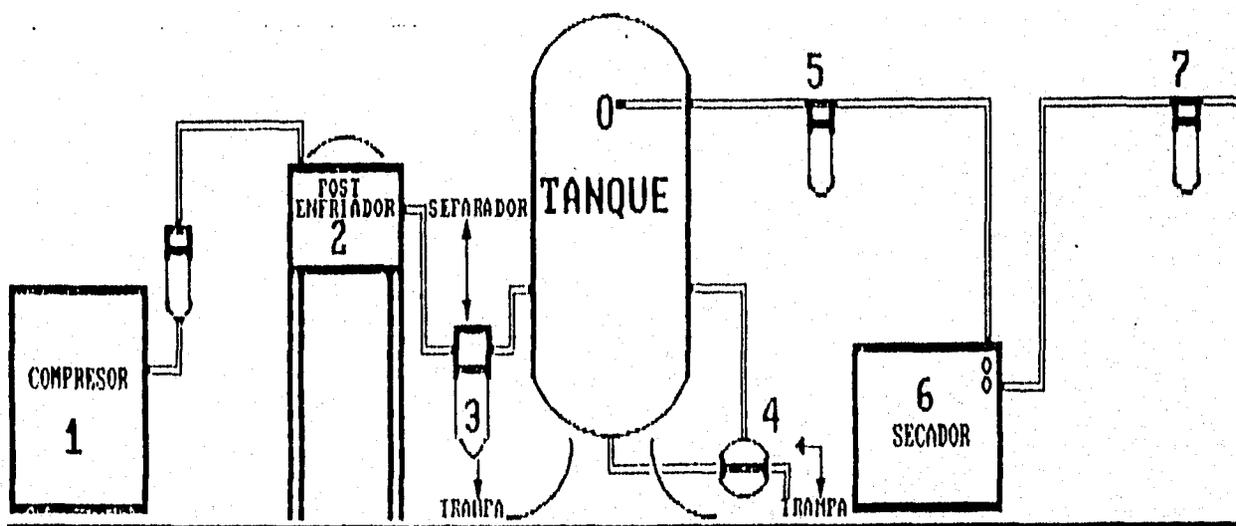
y el área designada a proceso, contigua al cuarto de máquinas tiene las dimensiones que se indican en la dibujo siguiente así como también se indican los distintos puntos de aplicación.

La altura disponible para colocar las tuberías es de 4.4 m.

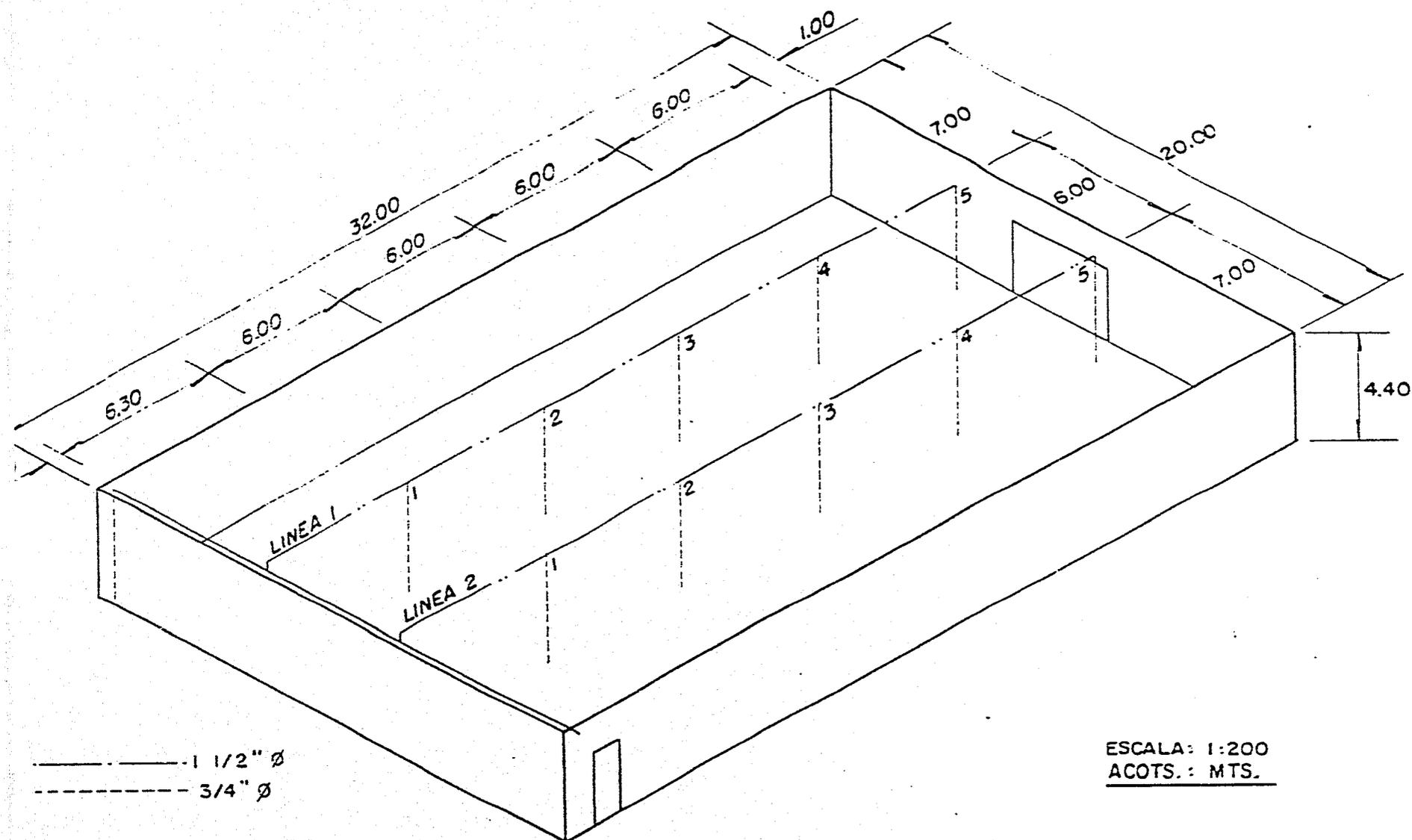
2. ARREGLO GENERAL DEL EQUIPO QUE SE INSTALARA.

El equipo que se requiere instalar para obtener la calidad del aire que se necesita en los puntos de aplicación 1, 2, 3, 4 y 5 se indica en el arreglo siguiente:

1. Compresor.
2. Postenfriador.
3. Tanque de almacenamiento con trampa.
4. Secador.



SISTEMA OPTIMO EN SALA DE COMPRESORES



3. SELECCION DEL TIPO DE COMPRESOR.

Para una presión de trabajo = 70 psig (5kg/cm²) y una capacidad de aire libre = 330 ft³/hr) se tiene lo siguiente:

Entrando a la tabla 14 con los datos anteriores se tienen 3 posibilidades en cuanto a tipos de compresores se refiere; que son:

- A. Compresor de paletas deslizantes.
- B. Compresor de tornillo helicoidal y
- C. Compresor reciprocante.

De las 3 opciones anteriores, el compresor de tornillo helicoidal presenta una serie de ventajas con respecto a los otros dos tipos de compresores, que son:

1. Menor inversión inicial.
2. Alta tecnología desarrollada en el diseño y en el funcionamiento del compresor, tal como:
 - El montaje de una brida Tipo C, asegura el alineamiento permanente del cople flexible.
 - Incremento de la vida de los baleros, debido al uso de baleros de rodillos cónicos.
 - Reproducción total del nivel de ruido a menos de 80dBA, mediante el uso de una cabina acústica.
 - Transmisión directa sin engranes.
3. Bajos costos de mantenimiento, por su microprocesador integrado (display electrónico), el cual proporciona un diagnóstico del compresor y de sus elementos tales como:

filtros, aceite, separadores, etc. Además de indicarnos el momento preciso para el reemplazo de los elementos anteriores.

4. No requiere de cimentación. Únicamente requiere ser montado en una superficie sólida y plana.

5. Fácil acceso al separador aire-aceite; solamente se necesitan desmontar 6 tornillos para cambiarlo, por lo que el tiempo de mantenimiento se reduce en un 90%.

6. Filtro de aire para trabajo pesado.

7. Arrancadores Y - 0

8. Postenfriador de aceite.- por medio de aire ó agua.

9. Lubricante sintético para intervalos de 8,000 horas de cambio.

Los puntos anteriores hacen del compresor de tornillo, el tipo más adecuado para nuestra aplicación; lo anterior será reforzado, desde el punto de vista económico en el siguiente capítulo.

3.1 NUMERO DE COMPRESORES POR INSTALAR

Es importante considerar para poder determinar cuántos compresores deben instalarse, que, en la industria en cuestión, de las dos líneas de proceso existentes, en el 70% del tiempo productivo únicamente se emplea una de las dos y, por consiguiente, en el 30% del tiempo restante la planta se encuentra con ambas líneas produciendo. De lo anterior se deduce que:

Se requieren dos compresores, cada uno de los cuales, pueda suministrar al menos 165 cfm, que es la demanda de cada una de las líneas de proceso.

Considerando que los dos compresores se instalarán en una localidad, la cual está a una altura de 2200 m. sobre el nivel del mar, se deberá considerar la tabla 14b para poder determinar la Eficiencia Volumetrica Real del Compresor, trabajando bajo estas condiciones.

Con base a lo anterior, tenemos que para 2200 m., la eficiencia volumetrica del compresor es igual a 77%.

De aquí que si se requieren 330 cfm. y considerando una eficiencia del 77%, tenemos que:

$$N = \frac{\text{Volumen Teórico necesario}}{\text{Volumen Real requerido}}$$

$$VNecesario = VReal \cdot N$$

$$VReal = \frac{VNecesario}{N} = 428.6 \text{ cfm}$$

lo cual dividido entre los 2 compresores que se requieren nos da una flujo de: 214 cfm por cada compresor.

4. DETERMINACION DE LAS DIMENSIONES Y LOCALIZACION DEL RECIPIENTE DE AIRE.

Para un flujo de 330 ft³/min de Aire Libre de la tabla No. 29 determinamos que:

La capacidad superior más cercana a 330 ft³/min es: 450 ft³/min. Esta capacidad determina que el tanque tendrá un ϕ = 36" y una Altura = 8 ft.

El volumen del recipiente de aire también puede determinarse por medio de la siguiente fórmula:

$$V = \frac{T \times C \times P_a}{P_1 - P_2}$$

Donde:

V = Volumen del recipiente en metros cúbicos (ó pies cúbicos)

T =Tiempo en minutos, que debe durar surtiendo aire el recipiente para bajar de P1 a P2.

C = Cantidad de aire que debe surtir el recipiente, en m³/min (ó ft³/min).

P_a = Presión atmosférica, en kg/cm² (ó lb/in²)

P₁ = Presión máxima absoluta en el recipiente (presión de descarga del compresor) en kg/cm² ó lb/in²).

P₂ = Presión mínima absoluta en el recipiente.

Considerando que el volumen del recipiente en cuestión ya se ha determinado, procederemos a determinar el tiempo en el que dicho recipiente puede surtir aire al sistema, admitiendo una caída de presión de 90 psi a 70 psi.

Despejando obtenemos:

$$T = \frac{V (P_1 - P_2)}{C Pa}$$

Si $V = 450 \text{ ft}^3/\text{min}$

$$P_1 = 90 + 11.0 = 101.0 \text{ psia}$$

$$P_2 = 70 + 11.0 = 81.0 \text{ psia}$$

$$C = 330 \text{ ft}^3/\text{min}$$

$$Pa = 11.0 \text{ psi}$$

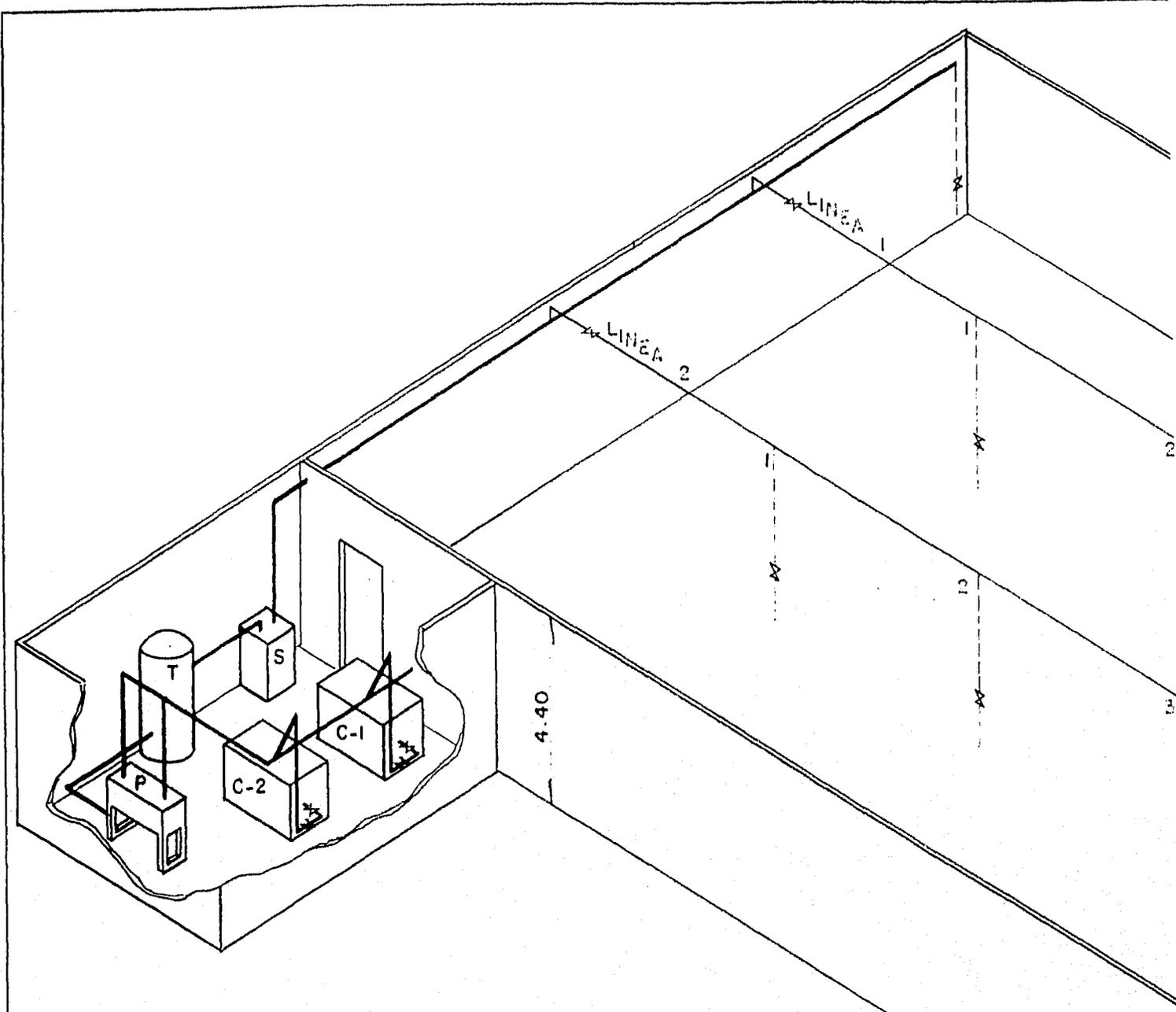
(De tabla 14a para 2200 m.de altitud.)

De donde:

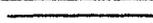
$$T = \frac{450 (101.0 - 81.0)}{330 (11.0)} = \frac{450 (20)}{3630}$$

$$T = 2.48 \text{ min}$$

A continuación se presenta un isométrico, en el cual se aprecia tanto el cuarto de máquinas como el área de proceso. También se indican los equipos que se pretenden instalar, así como las redes de distribución.



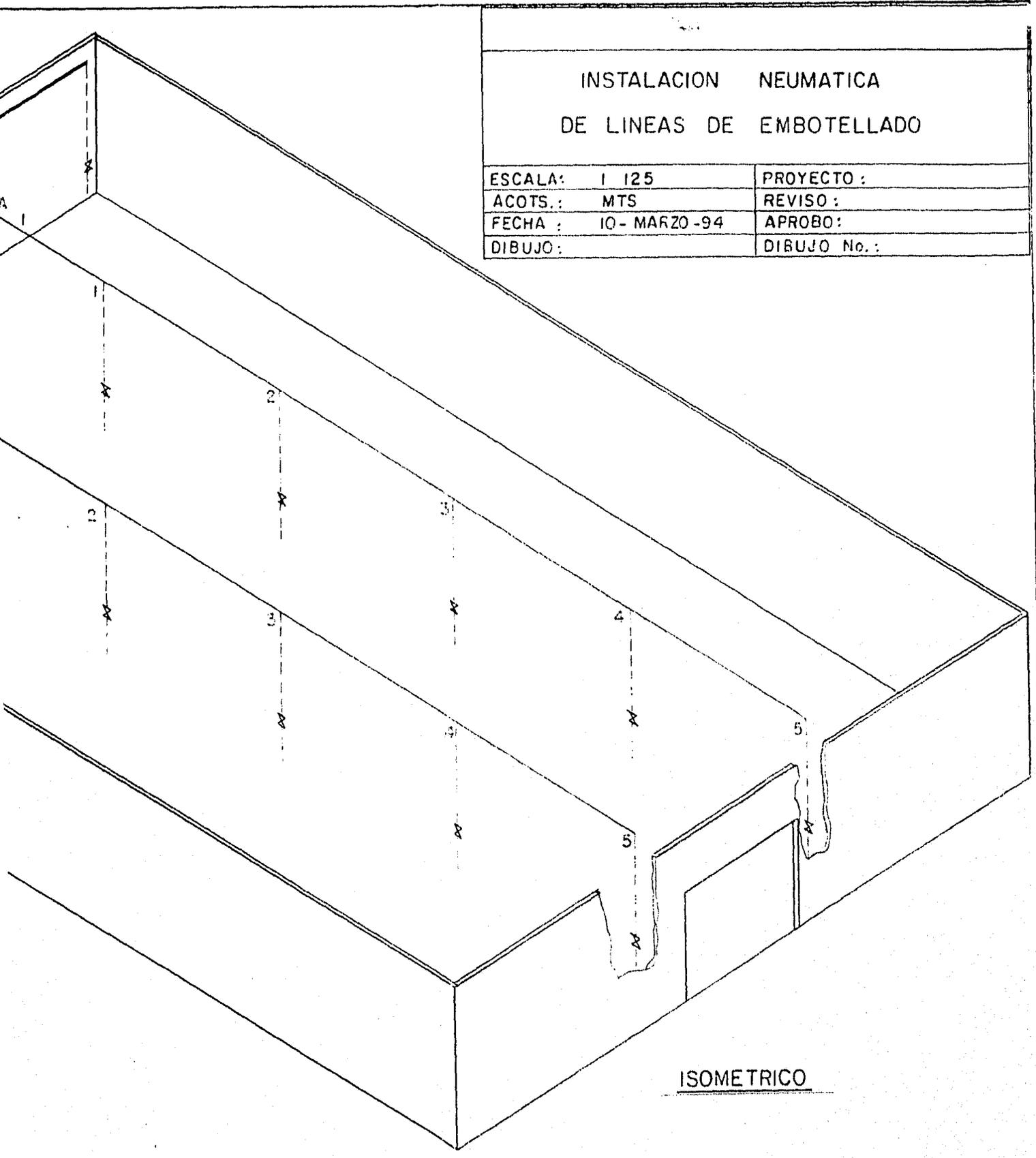
NOMENCLATURA

	LINEA 2 1/2" \varnothing
	LINEA 1 1/2" \varnothing
	LINEA 3/4" \varnothing

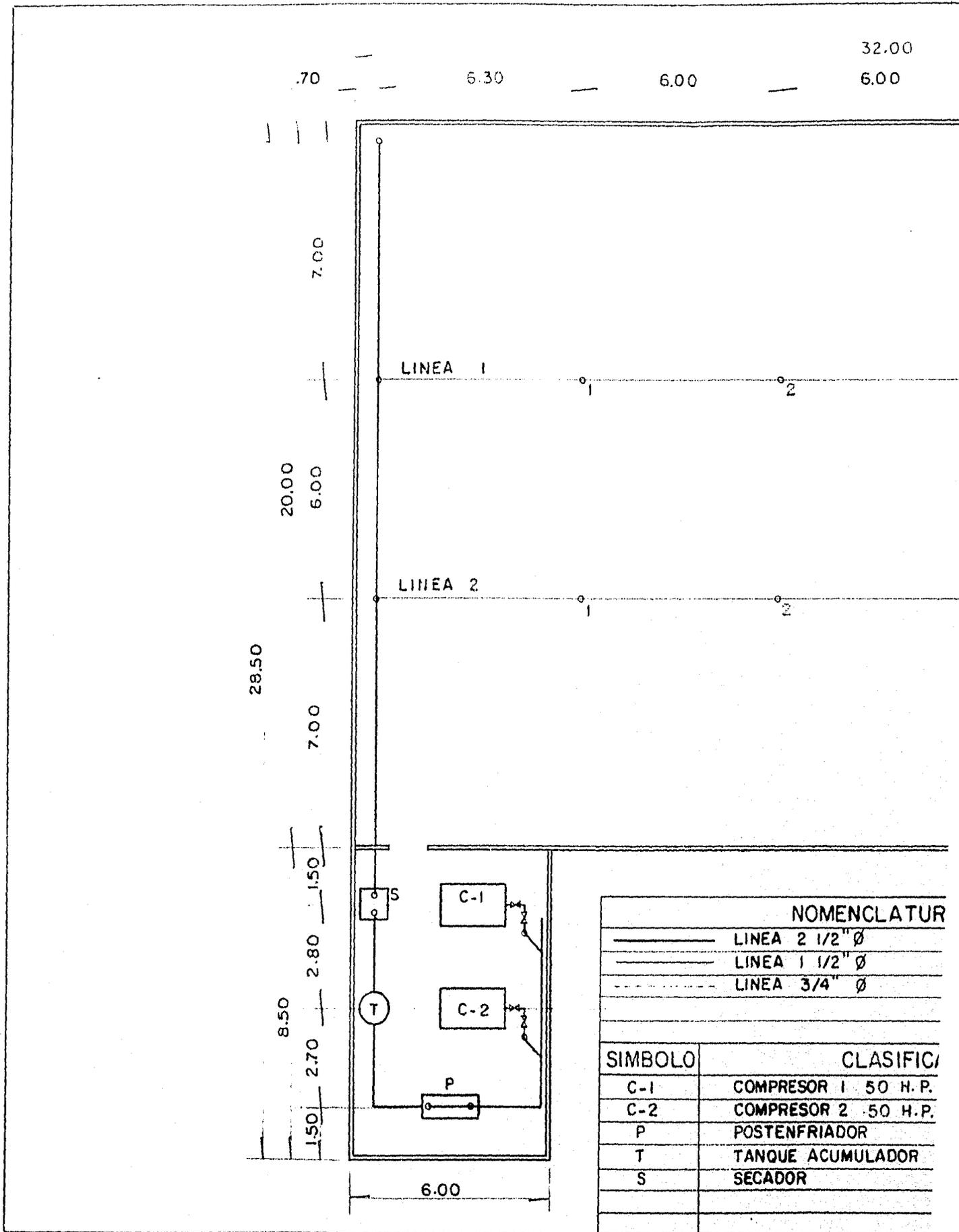
SIMBOLO	CLASIFICACION
C-1	COMPRESOR 1 50 H.P.
C-2	COMPRESOR 2 50 H.P.
P	POSTENFRIADOR
T	TANQUE ACUMULADOR
S	SECADOR

INSTALACION NEUMATICA
DE LINEAS DE EMBOTELLADO

ESCALA: 1 125	PROYECTO :
ACOTS.: MTS	REVISO :
FECHA : 10 - MARZO -94	APROBO:
DIBUJO:	DIBUJO No.:



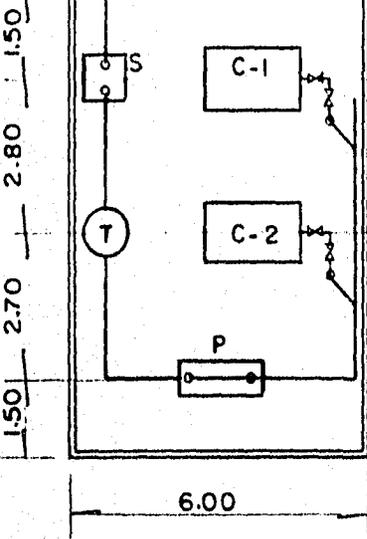
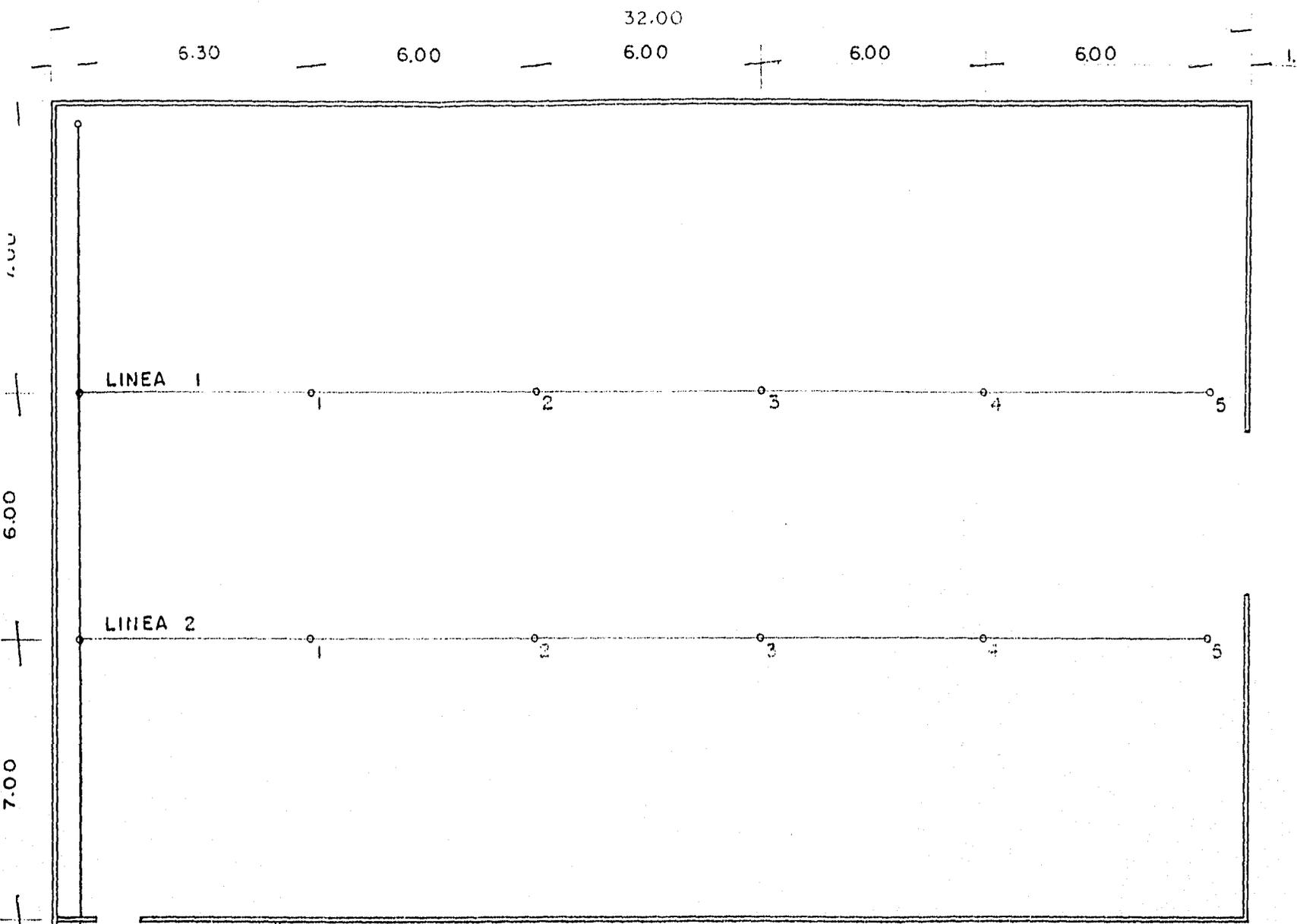
ISOMETRICO



NOMENCLATUR

—	LINEA 2 1/2" Ø
—	LINEA 1 1/2" Ø
- - -	LINEA 3/4" Ø

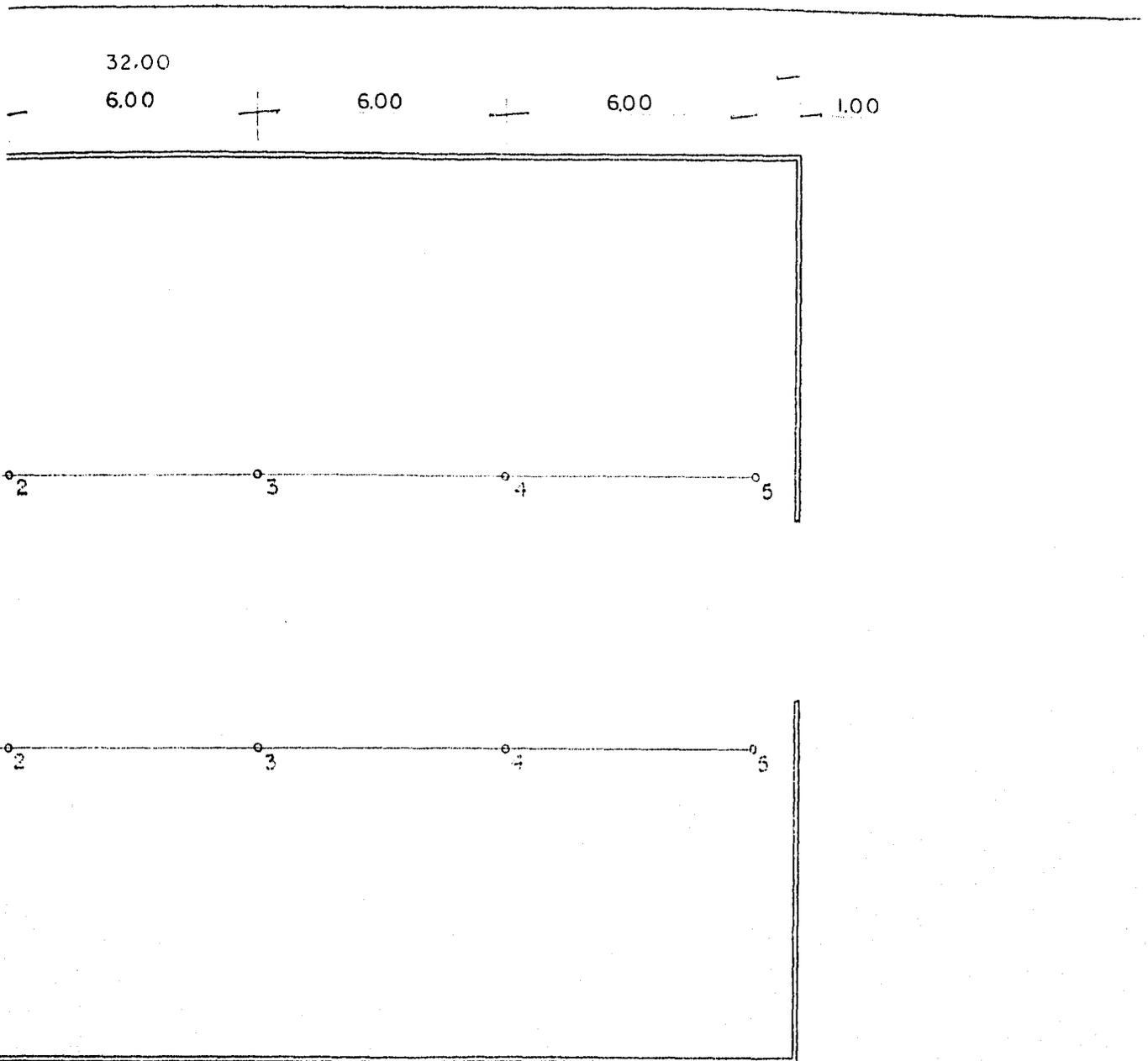
SIMBOLO	CLASIFICACION
C-1	COMPRESOR 1 50 H.P.
C-2	COMPRESOR 2 50 H.P.
P	POSTENFRIADOR
T	TANQUE ACUMULADOR
S	SECADOR



NOMENCLATURA	
	LINEA 2 1/2" Ø
	LINEA 1 1/2" Ø
	LINEA 3/4" Ø
SIMBOLO	CLASIFICACION
C-1	COMPRESOR 1 50 H.P.
C-2	COMPRESOR 2 50 H.P.
P	POSTENFRIADOR
T	TANQUE ACUMULADOR
S	SECADOR

PLANTA

INSTALACION DE LINEAS	
ESCALA:	1:125
ACOTS.:	MTS
FECHA:	10-MARZO-9
DIBUJO:	



PLANTA

NOMENCLATURA
A 2 1/2" Ø
A 1 1/2" Ø
A 3/4" Ø
CLASIFICACION
PRESOR 1 50 H.P.
PRESOR 2 50 H.P.
REFRIADOR
RESERVOIR

INSTALACION NEUMATICA DE LINEAS DE EMBOTELLADO	
ESCALA: 1:125	PROYECTO:
ACOTS.: MTS	REVISO:
FECHA: 10-MARZO-94	APROBO:
DIBUJO:	DIBUJO No.:

5. DETERMINACION DE LOS DIAMETROS MAS ADECUADOS PARA CADA UNA DE LAS DISTINTAS TUBERIAS DE LA RED NEUMATICA.

En base al plano anterior podemos determinar la longitud de cada una de las distintas tuberías, que son:

	LONGITUD TOTAL
1. Tubería del cabezal principal	61.00 MTS.
2. Tuberías secundarias	47.00 MTS.
3. Tuberías de servicio	40.00 MTS.

Los diámetros de las tuberías anteriores y la caída de presión para cada una de ellas, se determinará mediante las tablas 18, 19, 20 y 21.

Seleccionando la tabla 19 correspondiente a una presión de trabajo = 80 lb/in² y considerando que:

- La tubería principal manejará un caudal de aire libre igual a 330 cfm.

- Cada una de las dos tuberías secundarias manejará un caudal de aire libre de 165 cfm y

- Cada una de las tuberías de servicio manejará un caudal de aire libre de 33 cfm.

Se elabora la tabla siguiente para la determinación de los diámetros de tuberías.

OPCION 1.

TUBERIA	CAUDAL AIRE LIBRE CFM	LONG. TUBERIA FT (M)	DIAMETRO PROPUESTO	CAIDA PRESION CADA 1000F EN PSI (KG/CM2)	CAIDA DE PRESION TOTAL
PRINCIPAL	350	200 (61.0)	2 1/2"	4.42 (0.31)	0.88 (0.061)
SECUNDARIA	175	154 (47.0)	1 1/2"	10.6 (0.745)	1.63 (0.11)
SERVICIO	30	131.2(40.0)	3/4"	10.9 (0.76)	1.43 (0.100)

OPCION 2

TUBERIA	CAUDAL AIRE LIBRE CFM	LONG. TUBERIA FT (M)	DIAMETRO PROPUESTO	CAIDA PRESION CADA 1000F EN PSI (KG/CM2)	CAIDA DE PRESION TOTAL
PRINCIPAL	350	200 (61.0)	2"	11.4 (0.80)	2.28(0.160)
SECUNDARIA	175	154 (47.0)	1 1/4"	24.8 (1.74)	3.81 (0.268)
SERVICIO	30	131.2(40.0)	1/2"	42.4 (2.98)	5.56 (0.390)

En base a la tabla anterior determinamos que los diámetros más adecuados para las distintas tuberías, considerando la mínima caída de presión a lo largo de ellas, son:

	Diámetro Seleccionado
1. Tubería Principal	2 1/2"
2. Tubería Secundaria	1 1/2"
3. Tubería de Servicio	3/4"

5.1 PERDIDA DE PRESION POR ACCESORIOS.

Una instalación de tuberías presenta, normalmente, codos, curvas, variaciones de diámetro, válvulas, etc. obstáculos que también producen una pérdida de presión suplementaria. Si hay muy pocos de estos elementos en una instalación, puede prescindirse de calcular la pérdida de presión que producen, pero, si en el sistema existe un número considerable, es indispensable tenerlos en cuenta.

Para efectos de cálculo, basta añadir a la longitud propia de la tubería que estamos proyectando, un suplemento de longitud de tubería que compense la pérdida de presión ocasionada por dichos elementos.

Mediante la tabla No.22 podemos determinar la longitud equivalente, en pies, a la pérdida de presión de diversos accesorios de tubería.

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. Por lo tanto, al diseñar un circuito, hay que procurar utilizar los menos accesorios posibles por las repercusiones negativas que tienen sobre la presión de trabajo.

Los accesorios montados en cada una de las tuberías son:

1. Tubería Principal $\phi = 2 \frac{1}{2}$ "

ACCESORIO	CANTIDAD TOTAL	LONGITUD EQUIVALENTE EN FT	LONGITUD (TUBERIA CHD.40)
Codo	12	6.16	74 ft.
Válvula de Compuerta	4	1.44	5.76
T	3	12.3	37.0
Reducción	2	6.16	<u>12.32</u> 129 ft

Lo cual nos dará una caída de presión = 0.57 psi.

2. Tubería Secundaria $\phi = 1 \frac{1}{2}$ "

ACCESORIO	CANTIDAD TOTAL	LONGITUD EQUIVALENTE EN FT	LONGITUD (TUBERIA CED.40)
Válvula de Compuerta	2	0.94	1.88
Codo	4	4.02	16.08
T	8	8.04	64.32
Reducción	11	4.02	<u>44.22</u>
			126.5ft

Lo cual nos dará una caída de presión = 1.34 psi.

3. Tubería de Servicio $\phi = \frac{3}{4}$ "

ACCESORIO	CANTIDAD TOTAL	LONGITUD EQUIVALENTE EN FT	LONGITUD (TUBERIA CED.40)
Válvula de Compuerta	10	0.48	4.8
T	10	4.12	<u>41.2</u>
			46.0 ft

Lo cual nos dará una caída de presión = 0.50 psi.

De aquí que la caída de presión total del sistema será igual a:

TIPO DE TUBERIA	CAIDA DE TUBERIA RECTA	PRESSION POR (PSI)/ACCESORIOS (PSI)	P TOTAL
TUBERIA PRINCIPAL	0.88	0.57	1.45
TUBERIA SECUNDARIA	1.63	1.34	2.97
TUBERIA SERVICIO	1.43	0.50	<u>1.93</u> 6.35 PSI

Considerando que la presión de trabajo debe ser de 70 lb/in² y que la caída de presión total del sistema es igual a 6.35 lb/in² se cumple con el parámetro de diseño, el cual establece que en el sistema no deberá presentarse una caída de presión superior al 10% de la presión inicial.

6. SELECCION DEL POSTENFRIADOR ENFRIADO POR AIRE

Considerando que la temperatura a la salida del compresor es igual a 80°C y utilizando el metodo del capítulo anterior para seleccionar un postenfriador, tenemos que:

1. Para 330 scfm y $T = 79^{\circ}\text{C} - 80^{\circ}\text{C}$ De la Tabla No. 24 tenemos que la temperatura de aproximación es igual a :

$$38^{\circ}\text{C} - 30^{\circ}\text{C} = 8^{\circ}\text{C}$$

2. Con estos datos y leyendo horizontalmente tenemos que para 330 scfm, el valor más cercano, superior es igual a 402 scfm, lo cual nos indica que el modelo correspondiente será el AC75.

7. SELECCION DEL TIPO Y MODELO DEL SECADOR

Por la calidad de aire que se requiere y debido a la necesidad de tener aire libre de agua se deberá instalar un secador de aire.

Para su selección se empleará el método explicado en el capítulo anterior, así como las tablas contenidas en el mismo. Siguiendo este método tenemos que las condiciones a las cuales estará operando el secador son:

- a. Flujo por secar = 330 scfm.
- b. Temperatura del punto de rocío requerida en el flujo de aire=35.6° F (2°C).
- c. Presión de aire comprimido a la entrada del secador = 70 a 80 psig.
- d. Temperatura del aire comprimido a la entrada del secador 100°F (38°C).
- e. Temperatura ambiente = 86°F (30°C) para los modelos enfriados por aire.
- f. Caída de presión permisible a través del secador 5 psig.

Para determinar la capacidad del secador en base a las condiciones anteriores tenemos lo siguiente:

1. Considerando un flujo de 330 scfm entramos a la tabla 25. De aquí seleccionamos el modelo 80400, el cual tiene una capacidad nominal $R_c = 400$ scfm.

2. Para una presión de 70 a 80 psig y una temperatura de $100^\circ F$ ($38^\circ C$) entramos a la tabla 26b de donde determinamos el factor de ajuste de capacidad, C_{Fpt} , el cual, para $35.6^\circ F$ ($2^\circ C$) como punto de rocío es igual a 0.91.

3. Considerando un modelo enfriado por aire, se debe obtener de la tabla 27, el factor de ajuste de capacidad C_{Fac} , que para $86^\circ F$ es igual a 1.06.

4. Ajuste de la capacidad nominal encontrada en el paso 1.

Capacidad Ajustada = $400 \times 0.91 \times 1.06 = 385.84$ scfm. Debido a que la capacidad requerida (330 scfm) es inferior a la capacidad ajustada 385.84 scfm, entonces concluimos que el secador que se ha seleccionado es el indicado para la aplicación.

5. Para determinar la caída de presión del secador bajo las condiciones actuales de operación tenemos que:

A. De tabla 25 para el modelo 80400 la caída de presión es igual a 4.8 psi.

B. La relación de flujo $FR = 330/400 = 0.825$

C. Considerando una relación de flujo $FR=0.825$ y una Presión de Operación = 80 psig obtenemos de la tabla 28, 'el factor de caída de presión $PFpd$, que es igual a 0.8

D. Con el valor anterior calculamos la caída de presión ajustada, la cual es igual a:

$$\text{Caída de presión ajustada} = 4.8 \times 0.8 = 3.84 \text{ psi}$$

Este valor es menor a la caída de presión permisible en el secador (5psi), por lo que el modelo de secador seleccionado para esta aplicación cumple con los requerimientos establecidos en el caso práctico.

En cuanto a los secadores regenerativos, éstos están diseñados para producir puntos de rocío que van desde -40°F (-40°C) hasta -100°F (-73°C) los cuales son tan bajos que hacen que estos secadores se utilice particularmente en las instalaciones para manufactura de componentes electrónicos, en la industria química, en la de vidrio, la de alimentos y en la industria farmacéutica.
De aquí

que este tipo de secador no es el óptimo para nuestro proceso.

8. DISPOSICION GRAFICA DE LA RED DE TUBERIAS.

En cuanto al tipo de circuito, ya sea abierto ó cerrado, que se empleará para la red neumática del sistema, se tiene lo siguiente:

Como el aire a la salida del compresor lleva un equipo de secado total refrigerativo, el problema principal de la humedad en el aire y por el cual se toman tantas precauciones en el trazado de las tuberías habrá desaparecido.

Considerando lo anterior, el arreglo de la red puede hacerse tanto en circuito abierto como en circuito cerrado, ya que no importa si se montan o no, las tuberías con pendiente ni tampoco como se efectúen las tomas.

El instalar la red en circuito abierto, representa un ahorro importante en materiales y mano de obra, de aquí que el circuito se instalará de acuerdo al isométrico mostrado anteriormente, sin cuellos de ganso en los puntos de utilización.

9. SELECCION DEL EQUIPO PARA TRATAMIENTO DEL AIRE EN LOS PUNTOS DE UTILIZACION.

PUNTO 1. En este punto, por la calidad de aire que se requiere, se instalarán únicamente filtros para:

- A. Remoción de partículas sólidas hasta de 1 micron.
- B. Eliminación de aceite y
- C. Para Eliminación de olores y sabores.

Para seleccionarlos, se empleará la siguiente tabla No.30.

TABLA NO. 30							
FLUJO MAXIMO DE AIRE (SCFM) A 100 PSIG							
TIPO DE FILTRO							
REMOCION DE SOLIDOS		ELIMINACION DE LIQUIDOS		ELIMINACION AEROSOL		ELIMINACION OLORES	
TAMAÑO	FLUJO	TAMAÑO	FLUJO	TAMAÑO	FLUJO	TAMAÑO	FLUJO
C15	15	T5	5	A3	2.5	H10	10
C35	35	T20	20	A10	10	H20	20
C55	55	T40	40	A20	20	H50	50
C100	100	T100	100	A50	50	H100	100
C150	150	T200	200	A100	100	H200	200
C200	200	T300	300	A200	200	H250	250
C300	300	T400	400	A250	250	H300	300
C400	400	T850	850	A300	300	H320	320
C600	600	T1700	1700	A320	320	H500	500
C1200	1200	T2550	2550	A500	500	H600	632
C1800	1800	T3400	3400	A600	632	H900	948
C2400	2400	T4250	4250	A900	948	H1300	1264
C3000	3000	T6800	6800	A1300	1264	H1600	1580
C4800	4800	T9350	9350	A1600	1580	H2500	2528
C8000	6600	T11900	11900	A2500	2528	H3500	3476
C8400	8400	T16000	16000	A3500	3476	H4400	4424
C11400	11400			A4400	4424	H6000	6004
				A6000	6004		

Considerando un flujo de 33 scfm, en cada uno de los puntos de aplicación, determinamos los siguientes tamaños de filtros:

- T40.- para remoción de sólidos.
- A50.- para eliminación de aceites.
- H50.- para eliminar olores y sabores.

En los puntos de aplicación 2, 3, 4 y 5, de ambas líneas de proceso, se utilizarán unidades de mantenimiento compuestas por: filtro, regulador y lubricador; ya que la calidad de aire que se requiere en estos puntos no exige una filtración mayor a la que estos equipos proporcionan, así como también se requiere lubricación en estas aplicaciones.

El tipo de unidades de mantenimiento que se utilizarán serán FRC 3/4 D.

CAPITULO V

EVALUACION ECONOMICA

La intención de este capítulo es presentar un análisis económico de cada uno de los equipos seleccionados en el capítulo anterior.

La evaluación económica se ha desarrollado en el orden siguiente:

Primero, en cuanto a generación de potencia se refiere, se presenta, a continuación, un cuadro comparativo de los tres distintos tipos de compresores, que, en principio, fueron seleccionados por sus especificaciones técnicas, en cuanto a presión y caudal de suministro se refiere.

COMPRESOR DE AIRE COMPRIMIDO

OPCION 1	OPCION 2	OPCION 3
COMPRESOR DE PALETAS	COMPRESOR RECIPROCANTE	COMPRESOR ROTATIVO
Marca MATTEI	Marca INGERSOLL-RAND	Marca Gardner DENVER
Modelo EM 500	Modelo T-40	Modelo EBHQJ
Motor 50 HP	Motor 75 HP de 2 etapas.	Motor 50HD
Capacidad 215 cfm.	Capacidad 268 cfm.	Capacidad 238cfm
Presión de Operación 115 psig (8.0kg/cm ²)	Presión de Operación 150 psig (10.5 kg/cm ²)	Presión de Operación 100 psig (7.03 kg/cm ²)
Velocidad de Operación 1750 rpm.	Velocidad de Operación 870 rpm.	Velocidad de Operación 1780 rpm.
Voltaje 440/220 V.	Voltaje 220 V.	Voltaje 220 V.
Precio U.S. DOLARES \$ 21,904.50	Precio U.S. DOLARES \$45,383.00	Precio U.S. DOLARES \$19,863.00
Origen del Equipo U.S.A.	Origen del Equipo U.S.A.	Origen del Equipo U.S.A.

TANQUE DE ALMACENAMIENTO PARA AIRE COMPRIMIDO

TIPO: Cilíndrico Vertical

MODELO: R-6

PRESION DE OPERACION: 100 LBS/IN²

CAPACIDAD NOMINAL: 1600 Litros

DIMENSIONES: Altura = 2.44 m.

Diámetro = 0.92 m.

TAPAS SEMIELIPTICAS

Material del Cilindro

y Tapas

= Placa de acero al carbón de 3/8"
en el cilindro y 1/2" en las tapas.

Con Base Soporte

Accesorios que
incluye:

- Válvula de seguridad.
- Manómetro de presión.
- Válvula de globo.
- Placa Registro de recipientes sujetos a presión.
- Memoria de cálculo.

Precio en U.S. DOLARES . \$ 2,403.00

TRAMPA DE CONDENSADOS AUTOMATICA

Drenaje Automático de Condensado recomendado para purgar los condensados en los tanques, separadores, filtros, secadores y trampas de condensado.

Elimina la necesidad de drenar manualmente ó purgar continuamente el equipo neumático ocasionando de esta forma un desperdicio de aire en cada purgado.

CARACTERISTICAS:

- Una Válvula Piloto accionada por flotador con retardo magnético, usa la presión del sistema para abrir una boca de descarga, garantiza una descarga positiva del condensado sin pérdida de aire entre descargas.
- Funciona sólo cuando hay líquido.
- Confiable tiene sólo dos partes móviles.

Precio U.S. DOLARES

\$ 290.00

POSTENFRIADOR ENFRIADO POR AIRE

Modelo AC 75

- Condensa hasta un 70% de vapores de agua.

- Incluye manguera vibratoria para su instalación.

- Precio U.S. DOLARES \$ 1,969.70

SECADOR REFRIGERATIVO

Modelo 80400

Flujo Requerido	330 scfm.
Flujo Máximo	400 scfm.
Presión de entrada	70-80 psig.
Temperatura de entrada	100°F (38°C)
Punto de Rocío	35.6°F (2°C)
Temperatura Ambiente	86°F (30°C)
Caída de Presión	3.84 psi.
Precio U.S. DOLARES	\$7,418.00

UNIDADES DE SERVICIO
(FILTRO, REGULADOR, LUBRICADOR)

Para aplicarse en los puntos de utilización 1, 3, 4 y 5 de las dos líneas de proceso.

Estos filtros de aire comprimido purifican el aire de partículas sólidas y gotas de humedad. Las partículas mayores de 40 μ m serán retenidas por un filtro sinterizado. Mediante una instalación especial se separan los líquidos hacia el recipiente del filtro. La condensación acumulada en el recipiente del filtro se vacía arrastrado por el aire.

El regulador ó válvula reguladora de presión mantiene la presión de trabajo (lado secundario) ampliamente constante, independientemente de las oscilaciones de la presión en la red (lado primario) y el consumo del aire. La presión de entrada siempre debe ser mayor que la de trabajo.

El lubricador del aire comprimido tiene la misión de proporcionar a los elementos neumáticos suficiente engrase. El aceite es aspirado del depósito y nebulizado por el contacto con el aire fluyente. El lubricador comienza a trabajar sólo cuando existe suficiente flujo de aire.

CANT.	DESCRIPCION	PRECIO UNITARIO	PRECIO TOTAL
10	Unidad de mantenimiento c/manómetro FRC 3/4 D	\$ 256.00 U.S.DOLARES	\$2,563.00 U.S.DOLARES

FILTROS PARA LOS PUNTOS DE UTILIZACION # 2 DE AMBAS LINEAS.

	CANT.	PRECIO UNITARIO	PRECIO TOTAL	
1.	PREFILTRO HANKISON MOD. T-40-04F-16 P D	2	\$85.75 U.S.DOLARES	\$171.50 U.S.DOLARES
2.	POSTFILTRO HANKISON MOD. A 50-08F-48D	2	\$147.57 U.S.DOLARES	\$295.00 U.S.DOLARES
3.	FILTRO HYPERSORB HANKISON MOD. H50-08F-48	2	\$130.00	\$260.00 \$726.50 U.S.DOLARES

INSTALACION LINEA DE AIRE PARA COMPRESORES

CANT.

2	VALVULA DE BOLA WORCESTER DE ACERO ROSCADA 400# Y Q = 2 1/2"
2	YE'S
2	VALVULA DE RETENCION (CHECK) CUERPO DE BRONCE ROSCADA 200#
2	JUNTA FLEXIBLE DE 30 CM. LONGITUD CONEXIONES ROSCADAS TIPO MACHO CON MALLA REFORZADA DE ACERO INOXIDABLE.
	TUBERIA CEDULA 40 SIN COSTURA = 2 1/2"

PERFIL ESTRUCTURAL PARA SOPORTES

\$26,002.00

TUBERIA Y ACCESORIOS PARA LA RED NEUMATICA

- 9 Tramos Tubo de acero sin constura cédula 40 de = 3/4"
- 11 Tramos Tubo de acero sin constura cédula 40 de = 1/2"
- 10 Tramos Tubo de acero sin constura cédula 40 de = 2 1/2"

CANT.

10	VALVULA DE COMPUERTA	= 3/4"
10	T	= 3/4"
11	REDUCCION	= 1 1/2"
8	T	= 1 1/2"
4	CODO	= 1 1/2"
2	VALVULA DE COMPUERTA	= 1 1/2"
2	REDUCCION	= 2 1/2"
3	T	= 2 1/2"
4	VALVULA DE COMPUERTA	= 2 1/2"
12	CODO	= 2 1/2"

- Perfil estructural para soportes de ménsula con abrazadera tipo U para la línea de = 2 1/2"
- De tipo pera (colgante) para las líneas de = 1 1/2" y las tomas de 3/4" = (que lo requieran)
- A cada 5 m. para tubería de 2 1/2"
- Mano de obra
- Pruebas de fuga
- Supervisión técnica

Precio:

\$195,450.00

El costo total de la instalación neumática (incluyendo equipo) será de \$ 634,673.00

	COSTOS \$
1. COMPRESORES	297,945.00
2. TANQUE	18,022.00
3. TRAMPA	2,175.00
4. POSTENFRIADOR	14,773.00
5. SECADOR	55,635.00
6. 10 UNIDADES	19,222.00
7. FILTROS	5,449.00
8. INSTALACION AIRE PARA COMPRESORES	26,002.00
9. INSTALACION AIRE PARA LINEAS DE PROCESO	195,450.00
	\$634,673.00

A continuación se presenta un Diagrama de Flujo de Efectivo de esta compañía a 10 años, considerando la inversión de la instalación neumática en el año 0.

EN MILES DE \$

AÑO	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	1996									
*INVERSION INICIAL	635	0	0	0	0	0	0	0	0	0
*PRODUCCION (CAJAS)	2200	2420	2662	3000	3300	3795	4175	4600	5060	5600
*VENTAS	1100	1210	1436	1617	1818	2091	2300	2576	2884	3192
*COSTOS DE OPERACION	230	260	312	450	600	800	875	1000	1200	1380
*DEFRECIACION EQUIPO	0	60	60	60	60	60	60	60	60	60
*UTILIDAD BRUTA	235	890	1064	1107	1158	1231	1365	1516	1624	1752
*IMPUESTOS	116	311	372	387	463	492	614	682	795	858
*UTILIDAD NETA	119	579	691	719	694	738	750	833	828	893

En toda la empresa es de importancia el reconocer el valor del dinero en el tiempo y en el campo de las finanzas existen muchos problemas en relación a decidir entre una cantidad de dinero en el presente y una cantidad mayor en el futuro.

Para poder conocer el deterioro que tiene el valor del dinero en el transcurso del tiempo, existen técnicas tradicionalmente utilizadas que resuelven este problema, con lo cual la empresa podrá tomar decisiones racionales en cuanto a invertir una cantidad de dinero en algunos proyectos, cuyos rendimientos se extienden en el corto, mediano y largo plazo.

Estas técnicas son:

- * Periodo de Repago (PAY BACK)
- * Valor Presente Neto
- * Tasa Interna de Retorno (TIR)
- * Índice de Rentabilidad

Considerando el método de Periodo de Repago y poder decidir si esta compañía debe ó no hacer la inversión en el equipo, tenemos:

$$PR = - I + F1 + F2 + \dots + Fn$$

DONDE:

PR = Periodo de Repago

I = Inversión

F1, F2, Fn = Flujo de efectivo para cada periodo

Sustituyendo para el año 0:

$$PR = -635 + 1100 - 230 - 116 = 119$$

Si el periodo de repago es menor a cierto periodo de tiempo fijado como máximo de recuperación por la empresa, el proyecto es tomado como bueno y se acepta.

En este caso al obtener una cantidad positiva, con los flujos de efectivo del año 0, se puede deducir que la inversión inicial será recuperada durante el transcurso del primer año, con lo cual se puede considerar como aceptable el proyecto, económicamente hablando.

CONCLUSIONES

CONCLUSIONES

En la mayoría de las empresas, quizás en un 75% de éstas, el aire comprimido es una de las fuentes de energía más utilizadas. Considerando lo anterior, se ha desarrollado el presente trabajo, para que el estudiante de Ingeniería, pueda apoyarse en él para conocer los métodos de selección de equipo y diseño de una red de aire comprimido.

Recapitulando los objetivos planteados al inicio de este trabajo se puede concluir lo siguiente:

1. Se han definido amplia y claramente los conceptos y leyes de la Neumática.
2. Por otro lado se han explicado brevemente los distintos métodos de compresión y los diferentes tipos de compresores. Además, se han establecido los pasos a seguir para Selección de Equipo, Acumulación del Aire, Secado y Tratamiento del mismo.
3. También se ha desarrollado un caso práctico así como la evaluación económica del mismo.

La importancia de este trabajo radica en la recopilación que se hizo de la información teórica, técnica y práctica acerca de los compresores, ya que por lo general esta información se encuentra dispersa en fuentes diversas.

Sólo me resta agradecer a todas las personas que me ayudaron en este trabajo, a todos ellas, muchas gracias. Espero que este trabajo sirva de apoyo para el desarrollo de nuevos profesionistas.

GLOSARIO

GLOSARIO

POSTENFRIADORES.- Intercambiadores de calor para enfriar el aire ó gas que descargan los compresores. Proporcionan el método más eficaz para eliminar humedad del aire comprimido ó de los gases.

COMPRESORES ENFRIADOS POR AIRE.- Son máquinas enfriadas por aire atmosférico que circula alrededor de los cilindros ó carcazas.

PLACA BASE.- Estructura metálica donde un compresor u otra máquina se monta.

CAPACIDAD DE UN COMPRESOR.- Es el volumen nominal total de flujo de gas comprimido y entregado en condiciones de temperatura total, presión total y composición, que prevalecen en la admisión del compresor. Algunas veces se expresa como flujo nominal actual más que como volumen del flujo nominal.

CAPACIDAD ACTUAL.- Cantidad de gas actualmente comprimida y entregada al sistema de descarga a la velocidad nominal de la máquina y bajo las condiciones de presión nominales. La capacidad actual generalmente se expresa en cfm en las condiciones de admisión de la primera etapa.

CARCAZA.- El elemento fijo, contenedor de la presión que encierra al rotor y a los componentes internos asociados de un compresor, e incluye además las conexiones de admisión y descarga completas.

VALVULA CHECK.- Es una válvula que permite el flujo en una sola dirección.

ESPACIO LIBRE.- El volumen máximo del cilindro en una cara del pistón menos el volumen de desplazamiento del pistón por carrera.

COMPRESIBILIDAD.- Factor que expresa la desviación de un gas de las leyes de la hidráulica.

COMPRESION ADIABATICA.- Este tipo de compresión se efectúa cuando durante el proceso de compresión no se transfiere calor al gas ó del gas.

COMPRESION ISOTERMICA.- Es la compresión en la que la temperatura del gas permanece constante. Para gases perfectos, se representa por la ecuación PV como una constante, si el proceso es reversible.

COMPRESION POLITROPICA.- Compresión en la cual, la relación entre la presión y el volumen, expresada por la ecuación PV^n es una constante.

RELACION DE COMPRESION.- La relación de la presión de descarga absoluta a la presión de admisión absoluta.

PRESION CRITICA.- El valor límite de la presión de saturación conforme la temperatura de saturación se aproxima a la temperatura crítica.

TEMPERATURA CRITICA.- La mayor temperatura a la cual los estados de líquido y vapor, bien definidos, existen. Algunas veces se define como la máxima temperatura a la cual es posible licuar un gas con presión únicamente.

DIAFRAGMA.- Elemento fijo entre las etapas de un compresor centrífugo de etapas múltiples.

DIFUSOR.- Canal fijo alrededor del impulsor, en la cual la presión de velocidad impartida al flujo medio por el impulsor es convertida en presión estática.

DESPLAZAMIENTO.- En un compresor es el volumen del pistón expulsado por unidad de tiempo, usualmente se expresa en pies cúbicos por minuto.

COMPRESORES DINAMICOS.- Son máquinas en las que el aire ó gas es comprimido por la acción mecánica de aspas o impulsores rotativos que imparten velocidad y presión al flujo medio.

EFICIENCIA.- Cualquier referencia con el eficiencia de un compresor dinámico debe acompañarse de un enunciado calificativo el cual identifique la eficiencia bajo consideración, como en las siguiente definiciones:

EFICIENCIA DE COMPRESION.- Relación del requerimiento de trabajo isentrópico al requerimiento de trabajo termodinámico dentro del cilindro, el último determinado de la carta indicadora del cilindro.

EFICIENCIA ISOTERMICA.- Relación del trabajo calculado sobre una base isotérmica al trabajo actual transferido al gas durante la compresión.

EFICIENCIA MECANICA.- Relación del trabajo termodinámico requerido en el cilindro a la potencia real al freno requerida.

EFICIENCIA POLITROPICA.- Relación de la energía de compresión politrópica transferida al gas con respecto a la energía actual transferida al gas.

EFICIENCIA VOLUMETRICA.- Relación de la capacidad del pistón, expresado como un porcentaje.

ASPIRADOR.- Es un término aplicado a los compresores en los que la presión de admisión es inferior a la presión atmosférica.

EXPANSOR.- Turbinas ó máquinas donde un gas se expande, desarrollando trabajo y provocando una caída de temperatura. El utilizar este término implica generalmente que la caída de la temperatura es el objetivo principal. La abertura de un sistema de refrigeración también realiza esta función, pero el expansor lo hace más isentrópicamente, y es más efectivo en un sistema criogénico.

FILTROS.- Dispositivos separadores del polvo y de la suciedad del aire antes de entrar al compresor.

AIRE LIBRE.- Aire en condiciones atmosféricas, en cualquier localidad específica. Como la altitud, presión atmosférica y temperatura varían en las diferentes localidades, este término no significa aire bajo condiciones idénticas o estándar.

GAS.- Desde el punto de vista físico un gas es una de las 3 fases de la materia y como el aire es un gas, un significado especial se le asigna en la práctica.

CALOR ADIABATICO.- La energía en lb ft requerida para comprimir adiabáticamente y entregar una libra de un gas determinado de un nivel de presión a otro.

CALOR POLITROPICO.- La energía en lb ft requerida para comprimir politrópicamente y transferir una libra de un gas determinado de un nivel de presión a otro.

POTENCIA (AL FRENO).- Potencia entregada a la flecha del compresor, o más generalmente a cualquier flecha de una máquina conducida.

POTENCIA INDICADA.- Es la potencia calculada de los diagramas de compresión. El término se aplica solamente a los compresores de desplazamiento.

POTENCIA TEORICA O IDEAL.- La potencia requerida para comprimir adiabáticamente el aire o gas entregado por el compresor a través de los rangos específicos de presiones.

HUMEDAD ESPECIFICA.- El peso del vapor de agua en una mezcla de aire-vapor, por cada libra de aire seco.

HUMEDAD RELATIVA.- De una mezcla de gas-vapor o (aire-vapor) es la relación de la presión parcial del vapor con respecto a la presión de saturación del vapor a la temperatura de bulbo seco de la mezcla.

IMPULSOR.- Es el elemento rotativo de un compresor dinámico, que imparte energía al flujo medio mediante fuerza centrífuga. Consiste de un número de aletas montadas de tal forma que roten con la flecha.

INTERENFRIADORES.- Intercambiadores para eliminar el calor de la compresión entre etapas de un compresor. Generalmente se condensan y con ello se elimina una cantidad considerable de humedad.

GRADO DE INTERENFRIAMIENTO.- Diferencia entre la temperatura del aire ó gas entre la admisión del compresor y la salida del interenfriador.

INTERENFRIAMIENTO PERFECTO.- Existe cuando la temperatura del aire al salir del interenfriador es igual a la temperatura del aire en la succión del compresor.

COMPRESION ISOENTROPICA.- Compresión adiabática, sin incremento de la entropía, una compresión adiabática reversible.

PISTON LIQUIDO.- Es un compresor rotativo en el cual un rotor con aspas gira en una carcaza elíptica, con los espacios del rotor sellados por un anillo líquido que rota con él dentro de la carcaza.

FACTOR DE CARGA.- Es una relación del promedio de carga del compresor durante un período determinado de tiempo, con respecto a la máxima carga del compresor. Se aplica también a herramientas neumáticas, en donde es el producto del factor de trabajo por el factor tiempo.

COMPRESORES MULTITAPAS.- Máquinas que emplean dos ó más etapas.

COMPRESORES DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO.- Compresores en los que volúmenes sucesivos de aire ó gas son encerrados dentro de un espacio y comprimidos. Estos pueden ser tanto rotativos ó reciprocantes.

PRESION ABSOLUTA.- La presión total medida desde el cero absoluto (por ejemplo, desde un rocío absoluto).

PRESION DE DESCARGA.- La presión absoluta total de la brida de descarga de un compresor.

PRESION DE ADMISION.- La presión absoluta total de la brida de admisión de un compresor.

PRESION ESTATICA.- La presión medida, en un flujo circulante (líquido ó gas) en una manera tal que ningún efecto en la medición se produce por la velocidad del fluido.

RECIPIENTES.- Tanques usados para almacenar el aire descargado por los compresores. Sirven también para amortiguar las pulsaciones en la línea de descarga.

COMPRESOR RECIPROCANTE.- Máquina en la que el elemento de compresión es un pistón que tiene un movimiento recíprocante en un cilindro.

NUMERO DE REYNOLD'S.- Es un parámetro de flujo adimensional. ($v, p/$), en donde, es un dimensión, significativa, normalmente un diámetro, v , es la velocidad del fluido, p es la densidad de masa, y es la viscosidad dinámica, todo en unidades consistentes.

COMPRESORES DE PALETAS DESLIZANTES.- Máquinas en las que paletas axiales se deslizan radialmente en un rotor montado excéntricamente.

COMPRESORES DE UNA ETAPA.- Máquinas en las que el aire ó gas es comprimido en cada cilindro ó carcaza desde la presión inicial de admisión hasta la presión final de descarga.

GRAVEDAD ESPECIFICA.- Esta propiedad es la relación del peso específico del aire ó gas con respecto al del aire seco a la misma presión y temperatura.

ETAPAS.- Pasos en la compresión de un gas.

AIRE ESTANDARD.- Aire a la temperatura de 68°F a una presión de 14.70 psia y una humedad relativa del 36% (0.0750 densidades). Esto es un acuerdo con definiciones adoptadas por ASME, pero en las industrias de gas la temperatura del aire estandard es normalmente igual a 60°F.

TEMPERATURA ABSOLUTA.- La temperatura absoluta es igual a la temperatura en ° F más 459.6. Lo anterior se conoce como temperatura Rankine.

En el sistema métrico la temperatura absoluta es igual a la temperatura en ° C más 273 y se conoce como temperatura Kelvin.

TORQUE.- Momento torsional o par. Normalmente se refiere al cople motriz de una máquina ó motor.

BOMBAS DE VACIO.- Compresores que operan con una presión de admisión inferior a la atmosférica y la presión de descarga generalmente igual a la atmosférica ó ligeramente superior.

VALVULAS.- Elementos con canales para dirigir el flujo hacia vías alternativas.

VOLUTA.- Un canal fijo en forma de espiral que convierte la velocidad en presión.

COMPRESORES ENFRIADOS POR AGUA.- Máquinas enfriadas por agua que circula a través de chaquetas que vuelven los cilindros ó carcazas.

BIBLIOGRAFIA

BIBLIOGRAFIA

- E. Carnicer Royo, "AIRE COMPRIMIDO", Teoría y cálculo de las instalaciones, Editorial Gustavo Gili, S.A., Barcelona, España, 1977.
- John P. Rollins, "COMPRESSED AIR AND GAS HANDBOOK", Prentice-Hall, Inc., Englewood Cliffs, New Jersey, U.S.A., 1989.
- Richard E. Sonntag, Gordon J. Van Wylene, "INTRODUCCION A LA TERMODINAMICA", Clásica y Estadística, Editorial Limusa, S.A., México, 1982.
- Ingersoll-Rand Company, "CONDENSED AIR POWER DATA", Ingersoll-Rand Air Compressors, Woodcliff, New Jersey, U.S.A., 1981.
- P. Chambadal, "LOS COMPRESORES", Editorial Labor, S.A., Barcelona, España, 1973.
- H. Meixner, R. Kobler, "INICIACION AL PERSONAL DE MONTAJE Y MANTENIMIENTO", Manual de estudio de Festo Didactic, Esslingen, Alemania, 1980.
- J.P. Hasebrink, R. Kobler, "INTRODUCCION A LA TECNICA NEUMATICA DE MANDO", Manual de estudio de Festo Didactic, Esslingen, Alemania, 1982.
- H. Meixner, R. Kobler, "INTRODUCCION EN LA NEUMATICA", Manual de estudio de Festo Didactic, Esslingen, Alemania, 1980.
- Hankinson Corporation, "PRODUCTS FOR CLEAN, DRY COMPRESSED AIR", Manual de estudio de Hankinson Corporation, Canonsburg, PA., U.S.A.
- JOY Corporation, "INGENIERIA DE INSTALACIONES DE AIRE COMPRIMIDO", Manual de estudio de Joy Corporation, U.S.A.
- Lincoyán Portus Govinden, "MATEMATICAS FINANCIERAS", McGraw-Hill de México, S.A. de C.V., México 1984.