

**UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA**



**“CONSIDERACIONES TÉCNICAS PARA UNA
INSTALACIÓN DE AIRE COMPRIMIDO”**

INFORME DE SUFICIENCIA

PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE

INGENIERO MECÁNICO

CARLOS ALBERTO MONTOYA APAZA

PROMOCION 1971-I

LIMA-PERU

2006

TABLA DE CONTENIDOS

| | |
|--|------------|
| TABLA DE CONTENIDOS | I |
| PRÓLOGO | 1 |
| CAPÍTULO I | 2 |
| INTRODUCCIÓN | 2 |
| CAPÍTULO II | 5 |
| <u>FACTORES QUE DETERMINAN LA CALIDAD DEL AIRE COMPRIMIDO</u> | 5 |
| 2.1 CALIDAD EL AIRE | 5 |
| 2.2 PRESIÓN | 5 |
| 2.3 PARTÍCULAS SÓLIDAS | 9 |
| 2.4 ACEITE | 16 |
| 2.5 CONDENSADO | 17 |
| 2.6 OTROS REQUERIMIENTOS | 19 |
| CAPÍTULO III | 21 |
| ESTRUCTURA DE UNA INSTALACIÓN DE AIRE COMPRIMIDO | 21 |
| 3.1 GENERACIÓN DE LA PRESIÓN | 23 |
| 3.1.1 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO | 23 |
| 3.1.2 PARÁMETROS IMPORTANTES | 30 |
| 3.1.3 TIPOS DE COMPRESORES | 33 |
| 3.1.4 REGULACIÓN DE LOS COMPRESORES | 60 |
| 3.2 TRATAMIENTO DEL AIRE | 64 |
| 3.2.1 PSICOMETRÍA | 65 |
| 3.2.2 CÁLCULO DE LOS DATOS PSICROMÉTRICOS | 74 |
| 3.2.3 DESHUMIDIFICACIÓN | 84 |
| 3.3 DISTRIBUCIÓN | 113 |
| 3.3.1 DIMENSIONADO DE LAS TUBERÍAS | 113 |
| 3.3.2 DISPOSICIÓN DE LAS REDES | 120 |
| 3.3.3 MATERIAL PARA CONDUCCIONES | 125 |
| CAPÍTULO IV | 128 |
| EVALUACIÓN DE LA DEMANDA | 128 |

| | | |
|---|--|------------|
| 4.1 | AIRE A CONDICIONES NORMALES | 128 |
| 4.2 | CONSUMO DE LOS EQUIPOS | 129 |
| 4.3 | COEFICIENTES DE USO Y DE SIMULTANEIDAD | 131 |
| 4.4 | AMPLIACIÓN FUTURA Y PÉRDIDAS | 134 |
| CAPÍTULO V | | 136 |
| <u>DIMENSIONAMIENTO ÓPTIMO DE LA GENERACIÓN Y EQUIPOS AUXILIARES</u> | | 136 |
| 5.1 | DIMENSIONAMIENTO DEL COMPRESOR | 136 |
| 5.1.1 | FACTORES TÉCNICOS Y ECONÓMICOS | 137 |
| 5.1.2 | ESTUDIO DE ALTERNATIVAS | 143 |
| 5.1.3 | ANÁLISIS DE COSTOS | 143 |
| 5.1.4 | CONCLUSIÓN | 147 |
| 5.2 | DIMENSIONAMIENTO DEL EQUIPO AUXILIAR | 147 |
| 5.2.1 | SECADORES | 147 |
| 5.2.2 | DEPOSITO DE AIRE COMPRIMIDO | 153 |
| CAPÍTULO VI | | 158 |
| <u>OPTIMIZACIÓN DEL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN</u> | | 158 |
| 6.1 | DIÁMETRO DE LAS TUBERÍAS | 158 |
| 6.2 | TENDIDO DE LA RED | 162 |
| CAPÍTULO VII | | 165 |
| ANÁLISIS ECONÓMICO | | 165 |
| 7.1 | PREFACTIBILIDAD DE MÓDULOS DE CONTROL Y MEDICIÓN DE AIRE COMPRIMIDO EN UNA MINA | 166 |
| 7.2 | PREFACTIBILIDAD DE LA INTEGRACIÓN DE LA COMPRESORA SULLAIR CON EL SISTEMA DE MONITOREO Y CONTROL DE LA MINA | 181 |
| 7.3 | RESULTADOS ESPERADOS CON LA IMPLEMENTACIÓN | 186 |
| 7.4 | ANÁLISIS DE LOS INDICADORES DE RENTABILIDAD | 187 |
| CONCLUSIONES | | 190 |

PROLOGO

El uso del aire comprimido ha experimentado en estos últimos tiempos un auge inusitado debido a la exigencia de una automatización y racionalización en el desarrollo del trabajo. Producido en condiciones desfavorables, el aire comprimido puede resultar caro, pero si se genera correctamente puede ser muy económico.

El informe evaluará los parámetros principales que hacen del aire comprimido un sistema relativamente caro; proponiendo ejemplos para seleccionar correctamente los equipos que intervienen en la instalación y evaluarlo de una manera sistémica con la finalidad de incrementar la rentabilidad del proceso.

También se dará a conocer los principios físicos que intervienen en el funcionamiento de los componentes principales, lo que permitirá determinar las causas de un corto ciclo de vida de los elementos neumáticos y la baja eficiencia operativa de los equipos; así como también la optimización de los mismos. Este informe presenta los siguientes temas:

En el **Capítulo I** se hace una introducción sobre los parámetros a considerar para una evaluación, alcances y limitaciones.

En el **Capítulo II** se detallan los factores que determinan la calidad del aire comprimido.

En el **Capítulo III** se describen los principales componentes y equipos utilizados en una instalación de aire comprimido.

En el **Capítulo IV**: Se evalúa el consumo de los equipos a condiciones normales.

En el **Capítulo V** se hace un estudio de alternativas para el dimensionamiento del compresor y de los equipos auxiliares.

En el **Capítulo VI** se determina el diámetro óptimo de la red de aire comprimido.

En el **Capítulo VII** se detallan los beneficios que se obtienen de la evaluación de una instalación de aire comprimido.

Agradezco a las autoridades de la facultad de Ingeniería Mecánica por su apoyo al realizar este curso de actualización de Conocimientos y en especial al Ing. Fortunato Alva y al Ing. Hernán Pinto.

CAPITULO I

INTRODUCCION

En las plantas industriales se esta incrementando el uso del aire comprimido en muchos procesos de producción y operaciones de mantenimiento, la maquinaria utilizada cada día es más precisa y con tolerancias mínimas, por lo que se requiere aire de una calidad determinada. Además, los altos costos industriales actuales exigen instalaciones neumáticas justo a la medida de sus necesidades y eficientes en grado sumo.

Una forma de medir la eficiencia de estos procesos es evaluar el emplazamiento y el dimensionamiento correcto de los componentes de la generación de energía y equipos auxiliares.

El presente informe trata de evaluar todos los aspectos que afectan a la calidad del aire y propone soluciones para una planeación correcta de una instalación, obteniendo los datos necesarios y dimensionando los componentes de acuerdo a las características de la demanda.

Objetivo general:

Evaluar el dimensionamiento de los componentes de una instalación neumática de acuerdo a las características de la demanda

Objetivos específicos:

Mostrar los parámetros que influyen en la calidad del aire comprimido.

Describir los componentes de una instalación, tipos y funcionamiento.

Determinar datos psicrométricos para el tratamiento del aire.

Presentar equipos para el tratamiento moderno del aire comprimido.

Analizar las diferentes formas de distribución del aire y la influencia de los accesorios en la presión del sistema. Evaluar la demanda de los consumidores, considerando la ampliación futura y las pérdidas.

Efectuar el dimensionamiento óptimo del compresor y sus equipos auxiliares.

Determinar el diámetro óptimo de las tuberías.

Reducir los costos operativos y mejorar la productividad.

Método utilizado:

Se presentan los parámetros más importantes que influyen en la evaluación del aire comprimido, indicando su importancia y la forma correcta de utilizarlos. Se muestran ejemplos donde se aplican formulas, nomogramas y tablas de selección, con el fin de realizar un dimensionamiento optimo de los componentes de la instalación.

Alcances y limitaciones:

La evaluación nos permite determinar si los componentes han sido bien seleccionados o si están siendo usados correctamente.

Entre los alcances de este informe están:

Difundir la importancia de una evaluación del aire comprimido con el fin de obtener beneficios económicos.

Mostrar la forma correcta de dimensionar componentes en una instalación.

Motivar al buen uso del aire comprimido, considerando su alto costo de generarlo.

Las principales limitaciones:

La evaluación técnica no es lo último que se realiza a un sistema de aire comprimido.

En caso de que no se obtenga una mejora sustancial con una evaluación, se debe proceder a una auditoria online.

No se ha considerado el monitoreo de los parámetros, lo cual se puede realizar con medios modernos de control. Cada fabricante tiene su forma particular de seleccionar sus equipos para el tratamiento del aire.

CAPITULO II

FACTORES QUE DETERMINAN LA CALIDAD DEL AIRE COMPRIMIDO

2.1 CALIDAD DEL AIRE

Es el conjunto de propiedades, características y componentes que pueda tener dicho elemento con el fin de satisfacer una necesidad determinada de la mejor forma posible.

2.2 PRESIÓN

Se genera en el compresor y es regulable dentro de un cierto rango.

Se distinguen dos conceptos:

La presión suministrada por el compresor o depósito, es la que existe en una red que alimenta a los receptores.

La presión de servicio, es la necesaria en el puesto de trabajo considerado. Esta presión normalmente es de 6 bar y los componentes han sido dimensionados consecuentemente. También hay componentes que trabajan con baja presión ($p < 0.5$ bar) y

requieren para eso un regulador sensible de presión y el uso de amplificadores para las válvulas de mando de los actuadores.

Efectos que produce

Una sobre presión podría ocasionar rotura de los componentes del sistema neumático, causando fugas y por lo tanto, pérdidas de energía.

Por otra parte, una baja presión altera completamente el funcionamiento de los componentes neumáticos.

En la figura 2.1 se puede apreciar la perdida de potencia en las herramientas ocasionadas por caídas de presión.

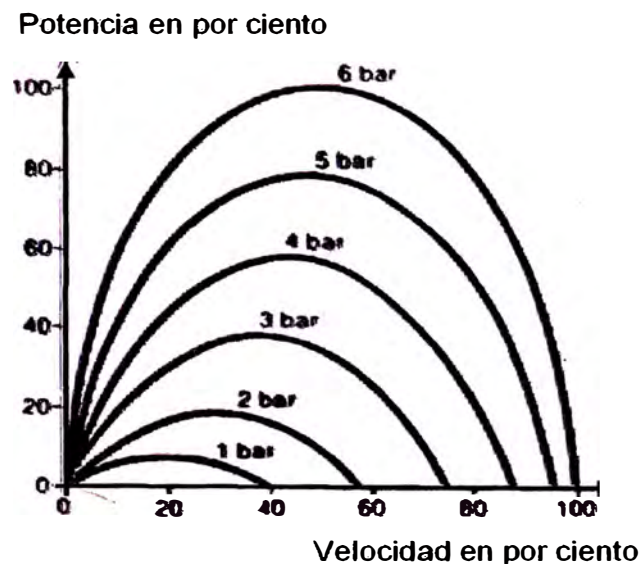


Fig. 2.1 Relación potencia – Velocidad en una herramienta neumática

Causas que originan una presión inadecuada

Las fugas de aire comprimido o el exceso de consumo, se traducen en una caída de presión. En el siguiente diagrama (fig. 2.2) se puede observar el fenómeno de las fugas en forma cuantitativa

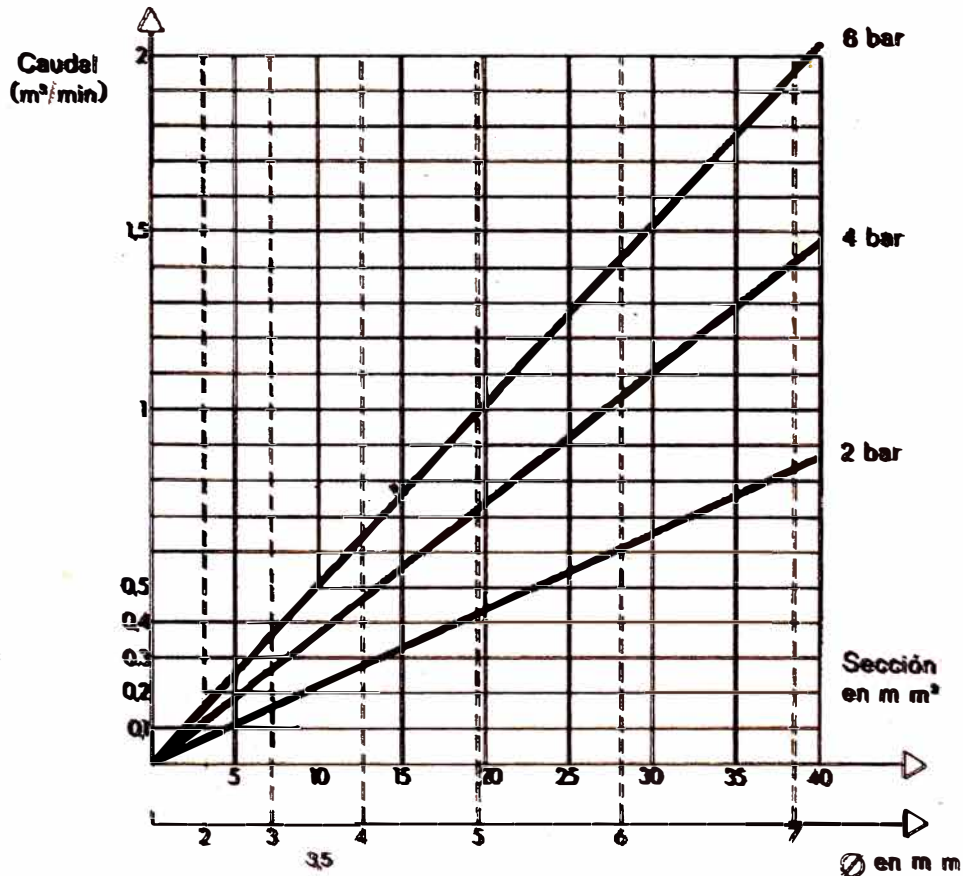


FIG. 2.2 Caudal de fuga – Diámetro del agujero

Por una sección equivalente a un círculo de 3,5 mm de diámetro y una presión efectiva de 6 bar, la fuga de aire es de 0,5 m³/min y esta pérdida corresponde a una potencia de compresión de:

Considerando una compresión adiabática,

$$\dot{W}_d = - P_1 \cdot \dot{V}_a \left[\frac{k}{k-1} \right] \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

Donde:

P_1 = Presión de admisión = 1bar

P_2 = Presión de descarga = 7 bar.

\dot{V}_a = Volumen aspirado = 0,5 m³ / min.

K = Constante adiabática = 1,4

$\dot{W}_d = - 1 \cdot 0,5 (1,4 / 0,4) [7^{0,286} - 1] (100/60) \text{ kN}\cdot\text{m/s}$

$W_d = - 2,17 \text{ Kw.}$

Y considerando una eficiencia mecánica del 85 %:

La potencia en el eje será de $- 2,17 / 0,85 = - 2,55 \text{ Kw.}$

La forma de la red de aire y su rugosidad interna originan pérdida de energía por fricción, que se traducen en caídas de presión.

Por ultimo el uso inadecuado de accesorios de línea, tales como filtros, trampas, válvulas, mangueras y acoples, originan grandes caídas de presión.

Métodos para controlar la presión

El control de la presión que llegara al lugar de consumo, depende enteramente del sistema que conduce el aire comprimido desde su origen. Por lo tanto, el mantenimiento y diseño óptimo del mismo es la clave para obtener una presión correcta.

Como complemento a lo dicho, se debe tener un compresor con suficiente capacidad de presión y un regulador Terminal como garantía de buena presión de aire.

Para cada uso de aire comprimido se deben establecer factores de cálculo convenientes en cuanto a caídas de presión.

En general la experiencia dicta los valores. En el caso de utilización de equipos neumáticos con 6 bar de consumo y compresores regulados a 7 bar, las caídas de presión más aceptables para el diseño son:

| | |
|----------------------------------|----------------|
| Equipo neumático | 6,0 bar |
| Accesorios de línea | 0,6 bar |
| Filtros de condensado | 0,3 bar |
| Líneas principales y de servicio | 0,1 bar |
| Compresor de aire | <u>7,0 bar</u> |

2.3 PARTICULAS SÓLIDAS

Como partículas sólidas se agrupan todos los elementos sólidos en suspensión que puede tener el aire. Proviene principalmente de tres fuentes:

- Del aire atmosférico succionado.
- Del compresor propiamente.
- De la red neumática.

En el primer caso nos encontramos con una gran cantidad de contaminantes que varían en concentración y tipo de acuerdo a la zona, actividad, etc.

En los compresores con cámara de compresión lubricada, ocurre que el aceite tiende a descomponerse, formándose entre otras cosas, partículas de carbón.

Las tuberías de la red, si son metálicas, tienden a oxidarse, produciendo partículas de gran tamaño y en cantidad.

Clasificación

De acuerdo con su tamaño, puede clasificarse los componentes más comunes como en la tabla 2.3

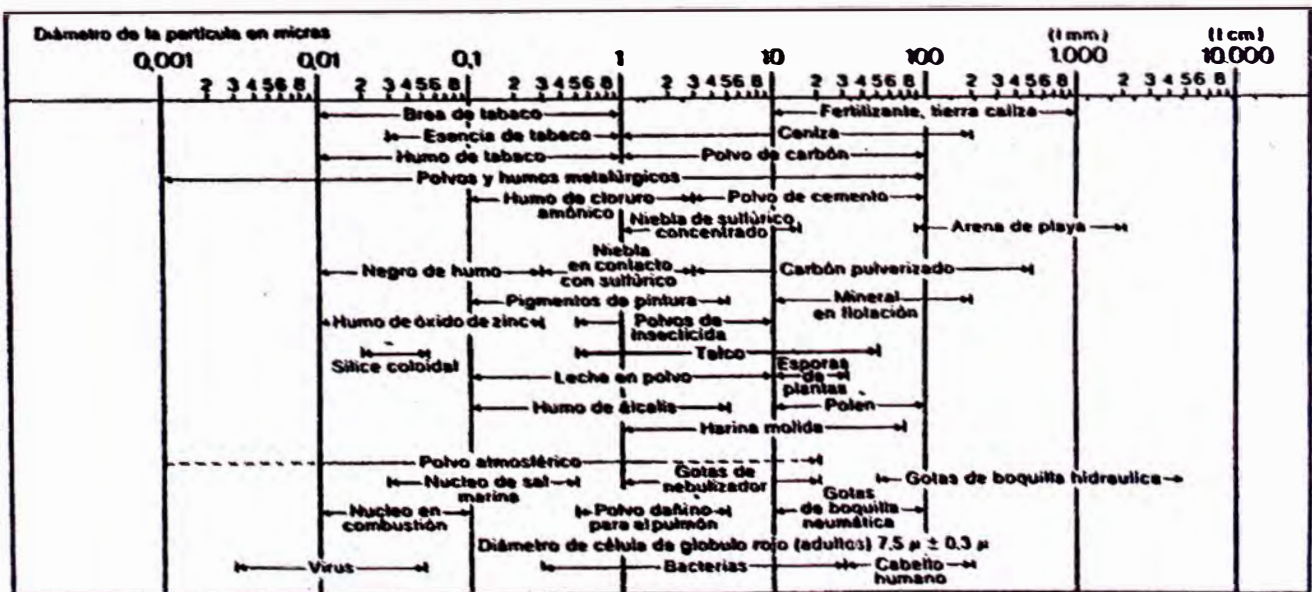


Tabla 2.3 Clasificación de partículas sólidas según su tamaño

Muchos de los elementos mencionados forman parte de determinadas atmósferas y se denominan en conjunto como polvo atmosférico.

Existe una relación típica entre la concentración de las partículas sólidas y su tamaño, como puede verse en la fig. 2.4

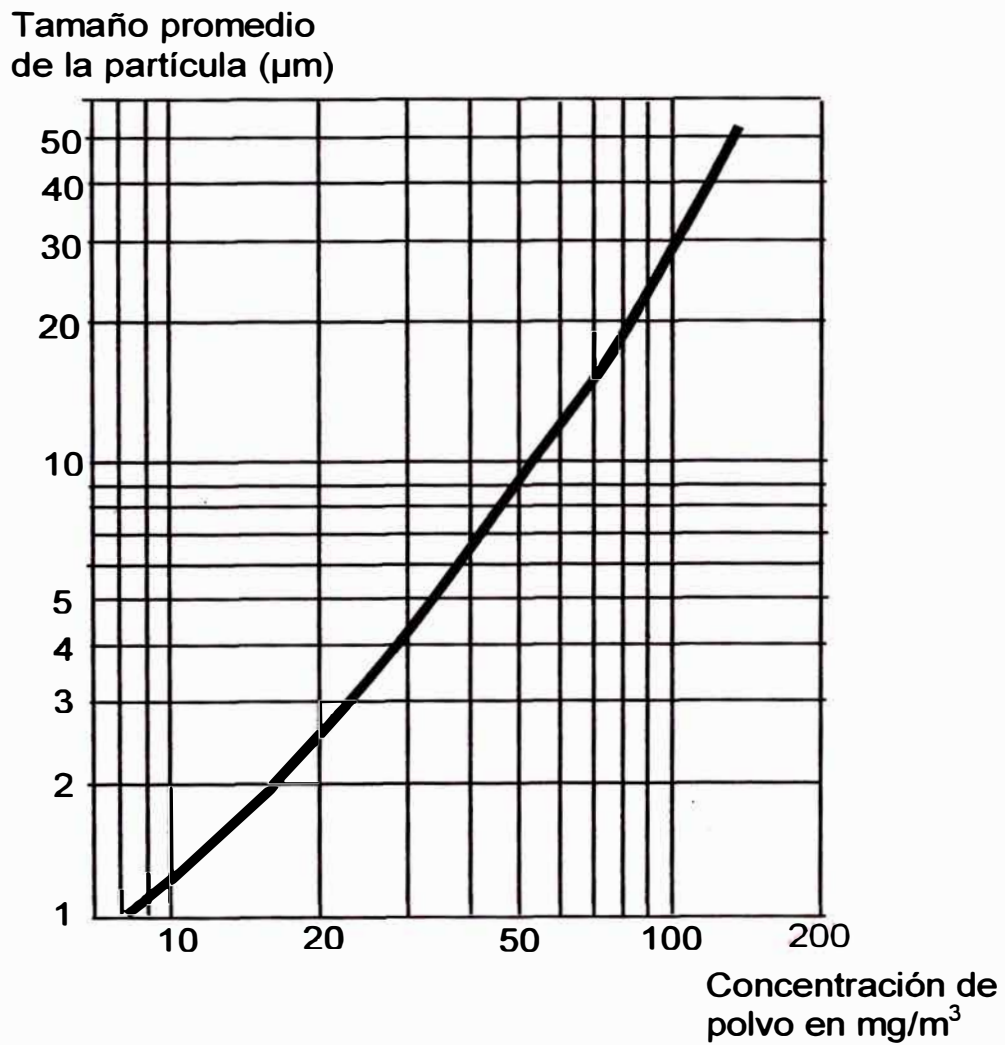


Fig. 2.4 Concentración de partículas – tamaño promedio

Tabla 2.5 Clasificación de atmósferas (Norma Inglesa)

| CONCENTRACIONES TÍPICAS DE POLVO ATMOSFERICO | | |
|---|---|--|
| Tipo de concentración | Concentración en mg /m³ | Condiciones típicas |
| Exenta de polvo | 0 | Ambientes artificiales |
| Ligera | 0 - 170 | Caminos permanentes Trabajos en sala de maquinas |
| Media | 170 - 350 | Minas de arena Caminos no permanentes Campos de algodón |
| Alta | 350 - 700 | Golpear polvo Hornos de coque Arar el suelo seco Pista de aterrizaje profesional Equipo trabajando en caminos |
| Muy alta | 700 - 1400 | Fabrica de cemento Machaqueo de piedras Campos de petróleo Transportadora cangilones |
| Extrema | Mas de 1400 | Tempestades de polvo Convoyes de vehículos en el desierto |

Tabla 2.6 Clasificación de acuerdo a la norma Americana SAE

| Utilización | Tamaño máximo aceptable de la partícula en micras | | | |
|--|---|---------|-------|----|
| | 40 | 10 - 25 | 3 - 5 | ≤1 |
| Aire de agitación | - | - | R | C |
| Aire de flotación | - | - | R | C |
| Motores de aire, velocidad normal | R | C | - | - |
| Motores de aire, alta velocidad | - | - | R | - |
| Mascaras de respiración | - | - | - | R |
| Limpeza de equipo electrónico | - | - | R | C |
| Limpeza de recipientes de alimentos | - | - | - | R |
| Limpeza de piezas de maquinaria | - | R | - | - |
| Circuitos principales de fluidica | R | C | - | - |
| Sensores fluidicos | - | - | R | - |
| Procesos de alimentación, bebida y tabaco | - | - | - | R |
| Maquinaria en general | R | - | - | - |
| Instrumentos para medición neumática | - | - | R | - |
| Maquinas herramientas | R | C | - | - |
| Procesamiento de película fotográfica | - | - | - | R |
| Pistolas de pintura | - | - | R | C |
| Transporte neumático de alimentos y polvos | - | - | R | C |
| Transporte neumático de prod. granulares | - | R | C | - |
| Reguladores de presión | - | - | R | - |
| Instrumentos de control de procesos | - | - | R | - |

R = Recomendado

C = Debe tenerse en cuenta

Como norma general se permite partículas sólidas de hasta un tercio menores que el menor espacio por donde pasara el aire comprimido.

Efectos que producen

El más común es el desgaste prematuro de la maquinaria neumática. En instrumentación puede obstruir orificios muy finos y contaminar procesos de diversas maneras.

Métodos para controlar las partículas sólidas

El mejor método es no incluirlas en el sistema. Es decir, tratar de obtener el aire atmosférico mas limpio posible, los compresores con menor paso de lubricante, tuberías lo mejor acabadas internamente posible y hasta inoxidable.

El método convencional es el uso de filtros en las diversas zonas productoras de partículas. Para eliminar las partículas sólidas contenidas en el aire atmosférico de aspiración, se utilizan los filtros de entrada o de aspiración.

La eficiencia de estos filtros es expresada en porcentajes y en general quiere decir que filtrarían un porcentaje de todas las partículas que componen una atmósfera determinada, independientemente del tamaño de las mismas.

Esto puede apreciarse en el gráfico (fig. 2.7) para distintos tipos de filtros de aspiración, basado en una atmósfera tipo SAE para sala de máquinas.

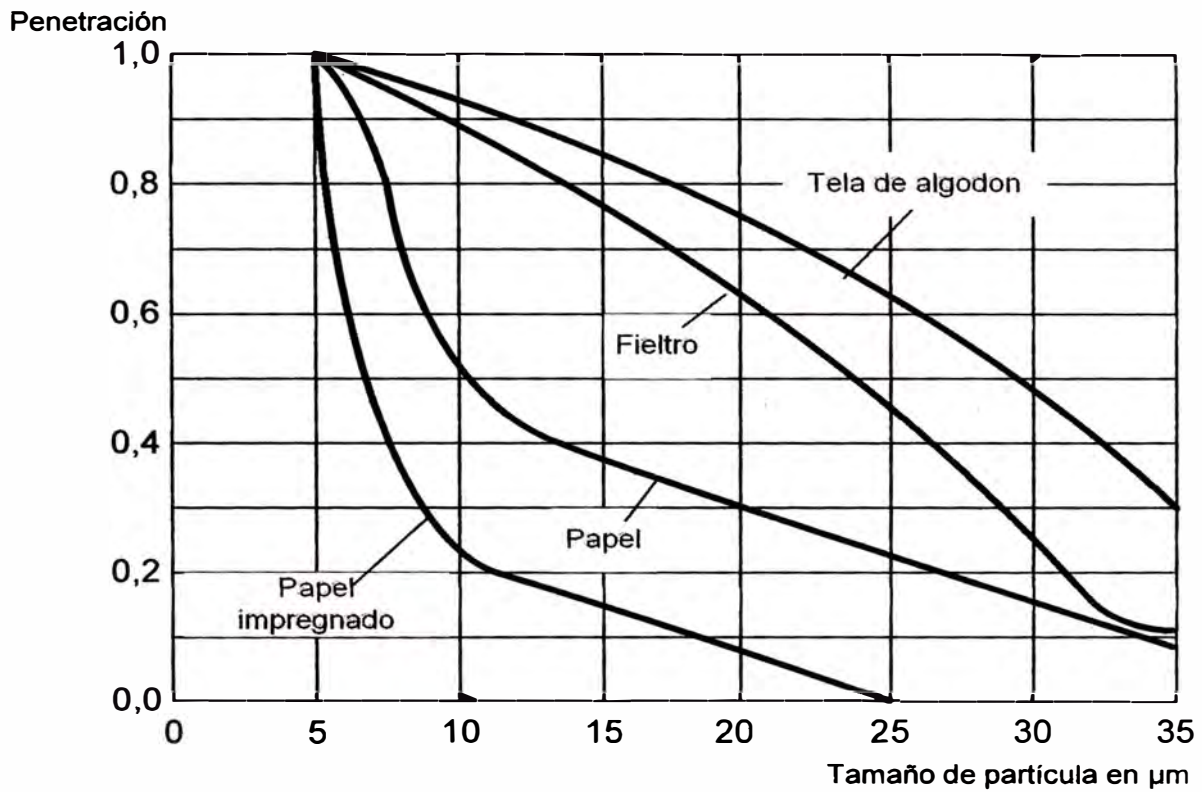


Fig. 2.7 Relación entre el tamaño de partícula y su penetración en los materiales

Otra modalidad de expresar la eficiencia de estos filtros es tabularla de acuerdo al tamaño de cada partícula. Por ejemplo β_{10} 75 significa que la concentración de partículas de diámetro 10 µm es 75 veces mayor antes que después del filtro.

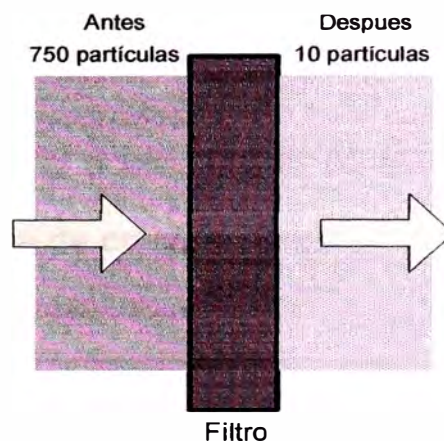


Fig. 2.8 Grado de filtración

2.4 ACEITE

En general, el aceite que ha logrado pasar a la red de aire comprimido se encuentra completamente degradado. Su capacidad lubricadora es nula y su grado de acidez y corrosión es alto.

Se encuentra formando una emulsión junto con el vapor de agua condensada, de color marrón blanquizco, comúnmente llamado “condensado”, con capacidad de introducirse en resquicios y luego expandirse al reaccionar con el metal.

Los vapores de aceite tienden a formar gases corrosivos al combinarse con el vapor de agua y de por si son tóxicas en general; además de tener alta capacidad de impregnar sustancias con olores diversos.

En forma de partículas sólidas (carbón) podría acumularse a la salida de la cámara de compresión, erosionando y atascando válvulas de escape o creando posibilidad de ignición.

Métodos para controlar el aceite

Se ha comprobado que el 99% del aceite líquido se elimina por la trampa del post-enfriador en forma de condensado.

El aceite nebulizado puede ser eliminado en gran parte con un filtro de condensado del tipo cartucho coalescente. Su función es la de atrapar las partículas de aceite, unir las para formar condensado y almacenarlo en un depósito de donde puede ser purgado manual o automáticamente.

La eficiencia de los filtros de condensado se basa en ciertas condiciones de entrada (caudal, presión, temperatura y cantidad de condensado) manteniéndola sola durante cierto tiempo antes que el diferencial de presión sea inaceptable.

Respecto al aceite descompuesto en forma de gases, se requerirán según sea la aplicación, filtros químicos especiales para absorberlos o neutralizarlos, bien sea el gas propiamente dicho o su olor. Los más comunes son de carbón activado.

2.5 CONDENSADO

Es la mezcla emulsionada resultante del vapor de agua condensado y el aceite líquido provenientes del aire atmosférico y del compresor, respectivamente.

El primer componente forma el 99% de dicha mezcla y en el caso de compresores no lubricados, el 100%.

El aire atmosférico, dependiendo de su humedad relativa, contiene cierta cantidad de vapor de agua, el cual al comprimirse, aumenta su temperatura y disminuye su volumen, por lo que dicho vapor, al pasar a la red y comenzar a enfriarse, tendera a condensarse. Este fenómeno ocurrirá hasta que la temperatura del aire comprimido se iguale con la ambiental, quedando el aire comprimido saturado pero no condensara más.

Efectos que produce

El condensado es una emulsión toxica, corrosiva y ácida. Esto genera aumento de rugosidad en las paredes internas de la tubería y por lo tanto, caídas de presión, formación de partículas sólidas y rotura prematura de la red.

Por otro lado al introducirse en las juntas o roscas, las abre creando fugas, y si llega a la maquinaria neumática o ponerse en contacto con el producto, puede arruinarlos completamente.

Métodos para controlar el condensado

El mejor de todos es eliminarlo desde el principio. Es decir, colocar justo a la salida del compresor una serie de enfriadores y/o secadores que bajen el punto de rocío del aire comprimido al menos hasta la temperatura ambiente.

Existen casos en que solo se dispone de un post-enfriador y un tanque, los cuales suelen bajar la temperatura del aire comprimido hasta unos 10°C sobre la ambiental y eliminar aproximadamente un 88% del condensado. El resto pasara a la red.

Por lo tanto dicha red debe ser diseñada de forma tal que se haga todo lo posible para evitar que el condensado llegue al punto final del consumo. Son comunes las inclinaciones de las tuberías, de manera que el condensado se dirija por gravedad y empujado por el flujo de aire hacia trampas colocadas estratégicamente en la red.

Las líneas de servicio son conectadas a las principales por arriba de estas, de manera que el condensado no pueda fluir hacia el punto de consumo. Y en este punto se debe colocar una trampa o filtro de condensado.

2.6 OTROS REQUERIMIENTOS

Es posible que además de un aire libre de contaminantes y cierta presión se requiera también a determinada temperatura, con lubricante u otro componente específico.

En estos casos, existen accesorios específicos. Como por ejemplo, en el caso de necesitarse lubricación, existen dosificadores que la suministran al equipo neumático, bien sea por neblina o a través de un pequeño tubo capilar. Para una herramienta o equipo neumático, siempre se recomienda una unidad de mantenimiento (FRL),

compuesta de filtro para separar impurezas y condensado, un regulador de presión para mantener una presión constante en los puestos de trabajo y un lubricador para disminuir el rozamiento en los elementos neumáticos que lo necesiten.

| Aplicación | Tipo de Impurezas | | Contenido de agua |
|--------------------------------------|--------------------------------------|--|--|
| | Partículas sólidas (μm) | Contenido de aceite (mg/m^3) | a) mg/m^3 b) Pto. de rocío |
| Herramientas y motores neumáticos | < 20 | < 25 | a) < 5 b) 10°C debajo de la temperatura amb. |
| Componentes neumáticos no lubricados | < 15 | < 1 | a) < 1 b) 10°C debajo de la temperatura mas baja del sistema. |
| Componentes neumáticos lubricados | < 15 | < 25 | a) < 1 b) 10°C debajo de la temperatura mínima del sistema |
| Pintura | < 20 | < 1 | a) < 1 b) 10°C debajo de la temperatura mínima del sistema |
| Chorro de arena | En relación al abrasivo | < 25 | a) < 5 b) 10°C debajo de la temperatura mínima del sistema |
| Aire de instrumentación | < 5 | < 1 | a) < 1 b) 10°C debajo de la temperatura amb. |
| Aire de respiración | < 0,3 | < 0,1 | a) < 1 b) 10°C debajo de la temperatura amb. |
| Procesamiento de alimentos | < 0,3 | $\leq 0,003$ | b) 10°C debajo de la temperatura amb. |

Fig. 2.9 Calidad del aire comprimido de acuerdo a la aplicación

CAPITULO III

ESTRUCTURA DE UNA INSTALACIÓN DE AIRE COMPRIMIDO

El componente principal de una instalación, es el que produce el aire comprimido, el compresor.

El aire, tal y como sale de compresor, es prácticamente inutilizable ya que lleva en suspensión impurezas atmosféricas, agua y restos de aceite, además de una alta temperatura. Ello significa que en el grupo de producción deben estar presentes otros componentes que traten el aire para que pueda ser utilizado sin problemas en los diferentes consumidores.

Aunque las tendencias modernas se inclinan hacia la posibilidad de utilizar aire no lubricado en los circuitos, todavía predomina y, por cierto tiempo, el aire con un tratamiento final en la entrada de los circuitos, como filtrado de impurezas, separación del agua y lubricado mediante partículas de aceite finamente dispersas en el seno del mismo.

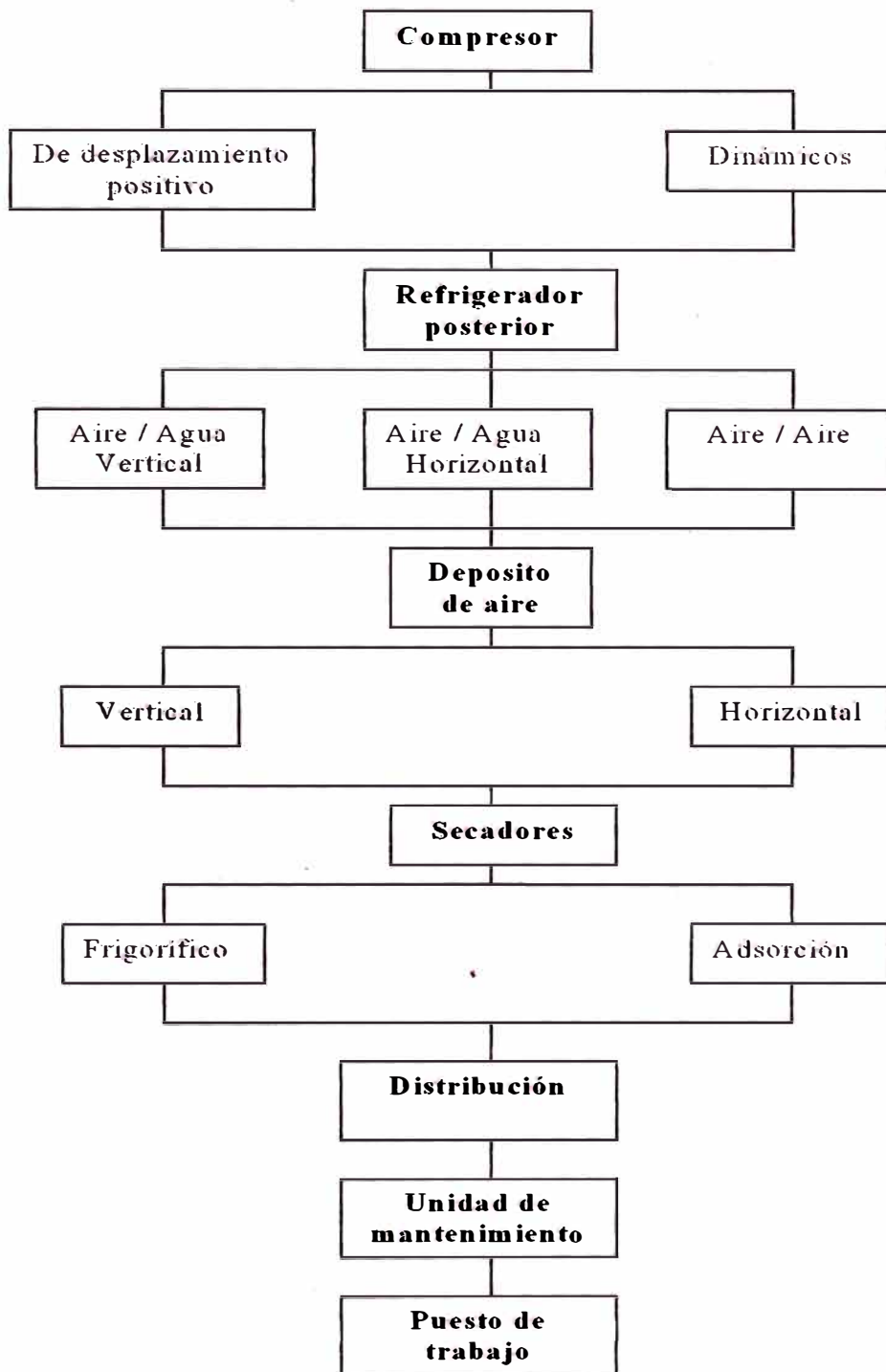


Fig. 3.1 Componentes en una instalación de aire comprimido

3.1 GENERACIÓN DE LA PRESIÓN

Elevar la presión de un gas a un valor mayor que la presión atmosférica.

3.1.1 Principio de Funcionamiento

Los compresores aspiran un gas a las condiciones ambientales y lo comprimen elevando su presión a un valor determinado. Este proceso de compresión es una parte integral de los ciclos para refrigeración y de las turbinas a gas. Mas ampliamente usado es el aire comprimido con que trabajan los motores de aire y las herramientas, como martillos y taladradoras neumáticas, aparatos para pintar por pulverización, limpieza por chorro de aire, elevadores neumáticos y un sinnúmero de otros trabajos. Actualmente se aplica en la automatización de los procesos para la producción.

Los generadores de aire comprimido (compresores) se basan en dos principios:

El Principio de Desplazamiento

El aumento de presión se produce cuando el volumen ocupado por el aire se reduce.

En la figura 3.1, un volumen de aire V_1 es comprimido mediante un embolo hasta el volumen V_2 , esto produce un incremento en la presión y en la temperatura.

En este proceso se cumple:

$$\frac{P_1 \cdot V_1}{T_1} = \frac{P_2 \cdot V_2}{T_2} \quad (3.1)$$

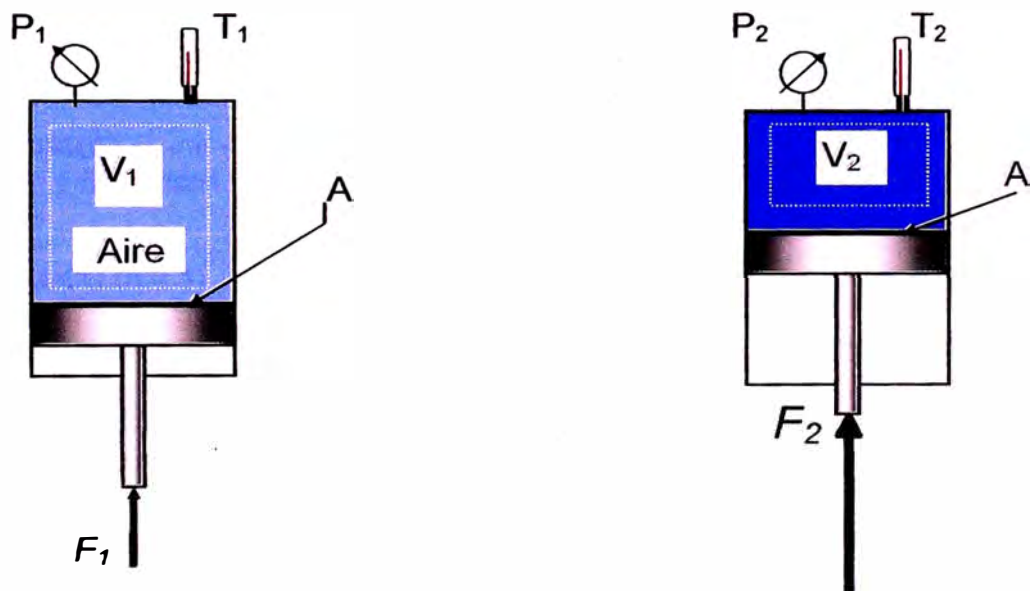


Fig. 3.2 Principio de desplazamiento

Despejando P_2 de la ecuación (3.1), se tiene:

$$P_2 = \frac{V_1}{V_2} \frac{T_2}{T_1} P_1 \quad (3.2)$$

La relación V_1/V_2 y T_2/T_1 son mayores que la unidad, por consiguiente:

$$P_2 > P_1$$

La relación que existe entre la presión final P_2 y la presión inicial P_1 , se llama relación de compresión, y se da en valores absolutos.

$$r = \frac{P_2}{P_1} \quad (3.3)$$

Trabajos teóricos de compresión

- AC¹ - POLITROPICO ($n > k$)
Dinámico no enfriado
- AB - ADIABATICO ($n = k$)
- AC - POLITROPICO ($1 < n < k$)
De pistón y dinámicos enfriados
- AD - ISOTERMICO ($n = 1$)

Trabajo de compresión:

$$W_c = - \int_1^2 V \cdot dp \quad (3.4)$$

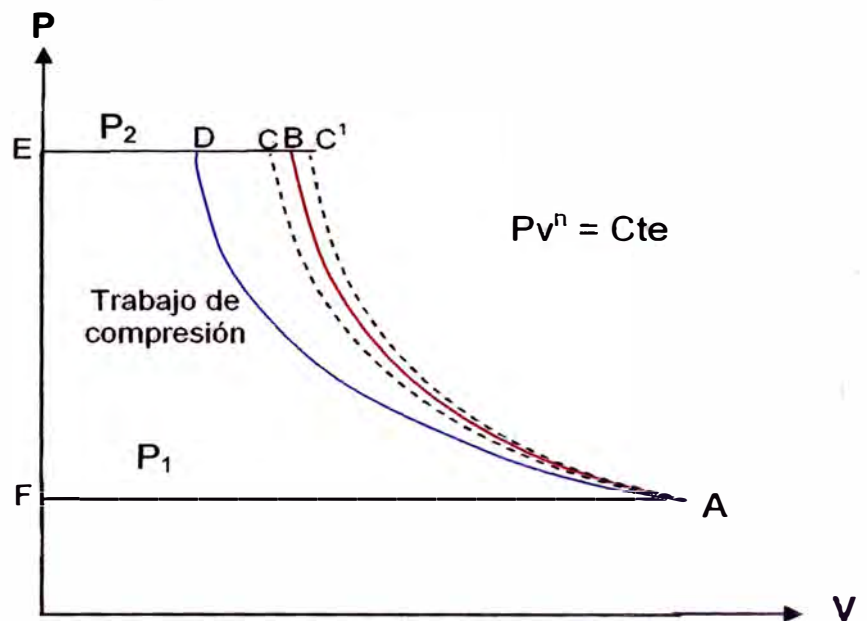


Fig. 3.3 Curvas teóricas de compresión

En la fig. 3.3 el área encerrada representa el trabajo de compresión. El trabajo de compresión, cuando el proceso es isotérmico, es menor al de cualquier otro proceso.

A pesar que la compresión isotérmica es un proceso más eficiente y representa un ahorro de energía, no es alcanzable en la práctica,

pues resulta imposible extraer todo el calor de compresión a medida que éste se genera.

El proceso de compresión adiabático es otro ideal no completamente realizable en la práctica, pues a pesar de los aislamientos siempre habrá transferencia de calor.

El proceso politrópico es el que más se aproxima a la realidad.

La fig. 3.4 muestra un compresor de desplazamiento positivo

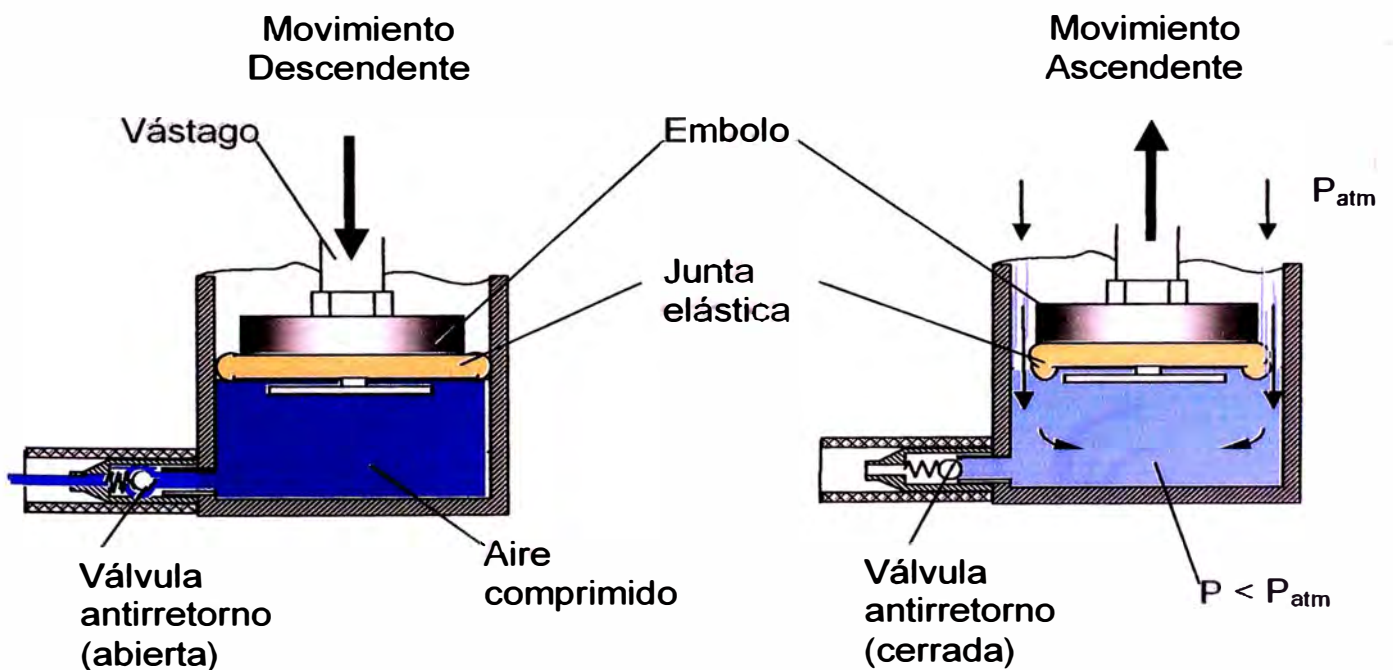


Fig. 3.4 Compresor simple de desplazamiento

En un compresor convencional de una etapa (fig. 3.5) la rotación del eje del compresor, se convierte en movimiento alternativo, por medio de una biela conectada al cigüeñal.

El pistón dentro del cilindro funciona de la misma forma que en el caso de la fig. 3.4, pero, en lugar de utilizar una junta elástica como válvula, incorpora válvulas de aspiración e impulsión, montadas en el propio cilindro.

En el movimiento de descenso del pistón, se crea una depresión o vacío en el interior del cilindro, de tal manera que al ser mas elevada la presión atmosférica, ésta abre la válvula de aspiración o carga y el aire entra llenando el cilindro. En la carrera de retorno o ascendente, la presión aumenta por encima de la atmosférica, cerrando la válvula de aspiración, cuando dicha presión alcanza la presión de impulsión o descarga, vence la fuerza que mantiene la válvula de impulsión cerrada, ésta se abre y se produce la descarga del compresor.

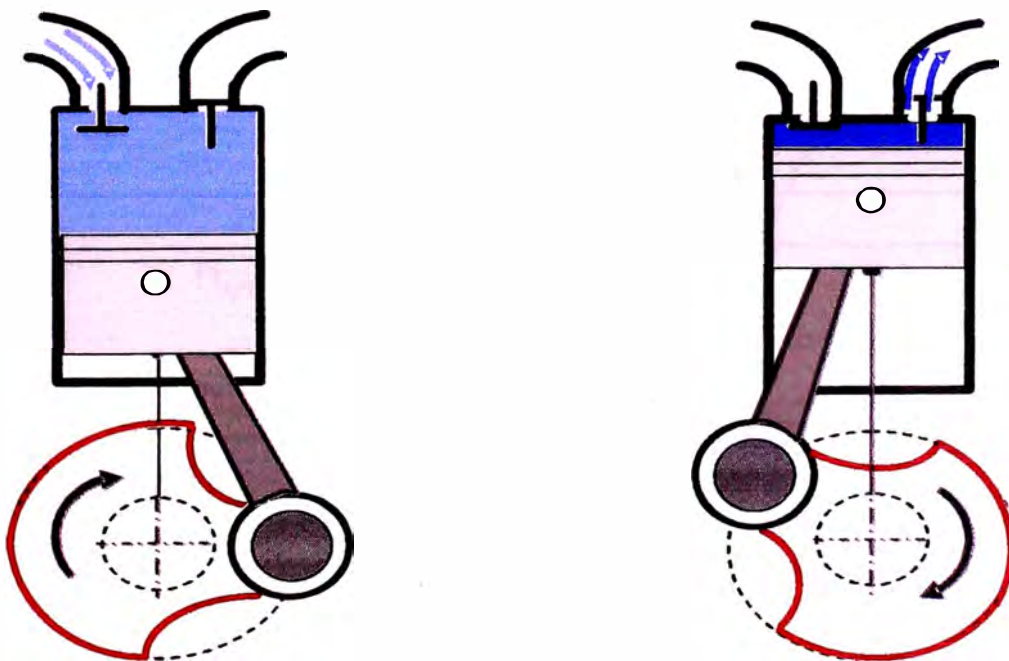


Fig. 3.5 Principio de desplazamiento en un compresor convencional

El principio de circulación

En este caso se aspira y acelera el aire mediante una rueda de alabes. Debido a un ensanchamiento en el conducto de salida, disminuye la velocidad del aire, y la energía cinética aumentada se convierte en presión.

Ecuación de la energía aplicada a un tramo de la instalación.

$$\Delta h_z + \Delta h_p + \Delta u + \Delta h_v + E_{\text{añadida}} - E_{\text{extraída}} - h_f = \text{cte} \quad (3.5)$$

$$\begin{aligned} \Delta h_z &= \text{Energía de posición} &= z_2 - z_1 \\ \Delta h_p &= \text{Energía de presión} &= \frac{1}{g} \int \frac{dp}{\rho} \\ \Delta u &= \text{Energía interna} &= u_2 - u_1 \\ \Delta h_v &= \text{Energía de velocidad} &= \frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g} \\ h_f &= \text{Energía perdida por fricción} \end{aligned}$$

En la figura 3.6, se muestra un conducto por donde circula un flujo estacionario (Q).

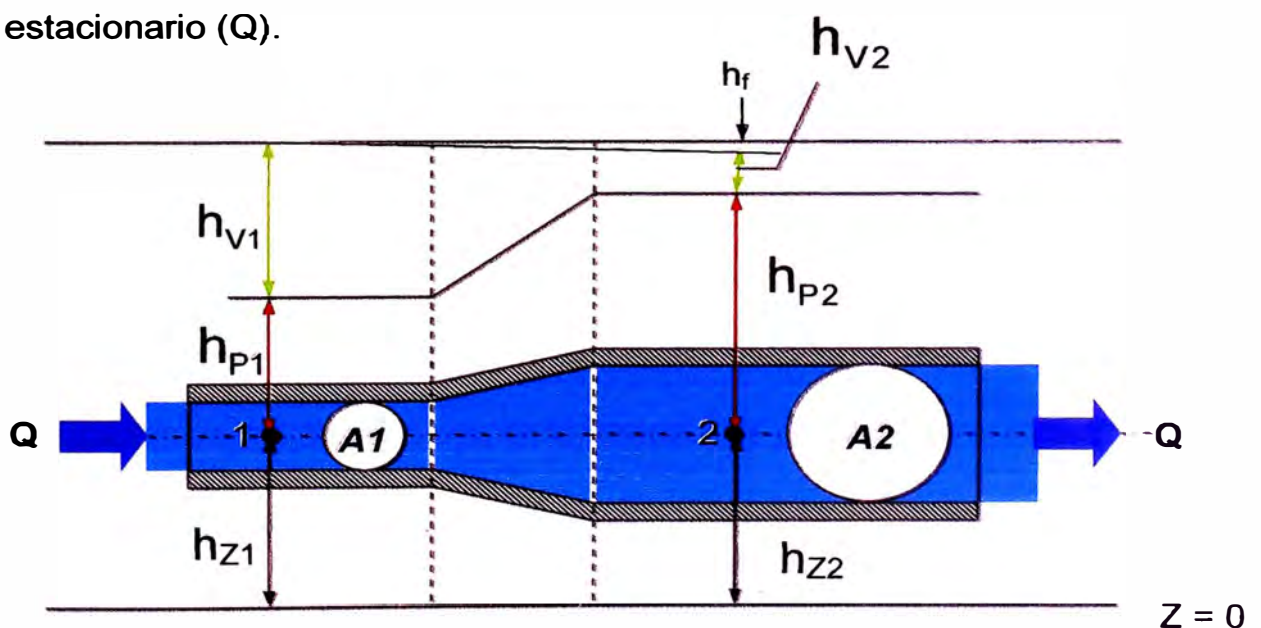


Fig. 3.6 Variación de la energía en un ducto

Como consecuencia del ensanchamiento del conducto, se tiene:

- La variación de la energía de posición, no tiene mucha influencia, debido a que el peso del aire es despreciable ($\Delta h_z = 0$).
- La energía que se pierde por fricción es pequeña, debido a la baja viscosidad del aire ($h_f = 0$).
- No hay energía extraída, ni energía añadida ($E_{añadida} = E_{extraída} = 0$).
- La energía interna es función de la temperatura y esta no varía considerablemente ($\Delta u = 0$).

Aplicando la ecuación de la energía entre los puntos 1 y 2, se tiene:

$$\Delta h_z + \Delta h_p + \Delta u + \Delta h_v + E_{añadida} - E_{extraída} - h_f = \text{cte}$$

$$\Delta h_z \sim 0$$

$$\Delta u \sim 0$$

$$E_{añadida} = 0$$

$$E_{extraída} = 0$$

$$h_f \sim 0$$

$$\frac{1}{g} \int_1^2 \frac{dp}{\rho} = \frac{v_1^2}{2g} - \frac{v_2^2}{2g} \quad (3.6)$$

En la fig. 3.6, al disminuir la energía de velocidad (h_v), debido al ensanchamiento se incrementa la energía de presión (h_p).

En las siguientes figuras 3.7 y 3.8, se muestra la circulación del aire a través de un compresor dinámico.

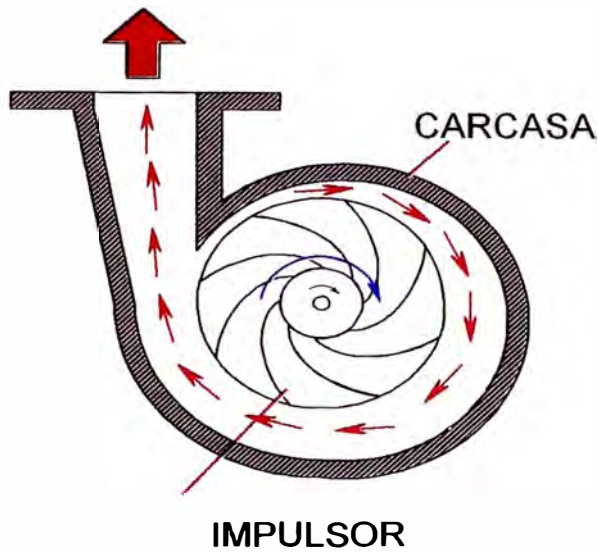


Fig. 3.7 Compresor dinámico
Vista frontal

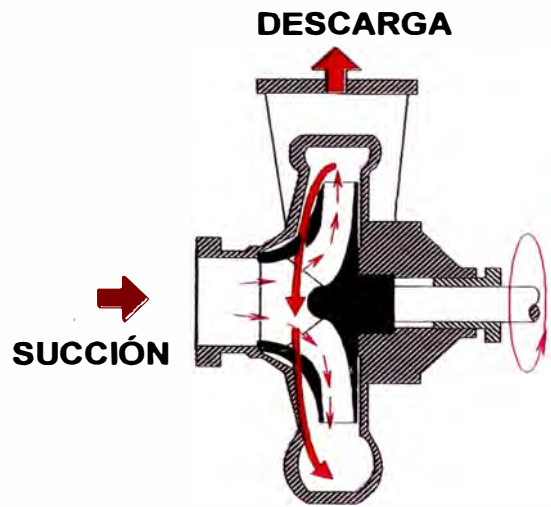


Fig. 3.8 Compresor dinámico
Vista lateral

3.1.2 Parámetros Importantes

Volumen normal de aire

Las cantidades en $N\ m^3/min$, scfm (pie³/min estándar) o referidas al aire libre (FAD), que se dan generalmente 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). Debemos asegurarnos de que el dato de la capacidad del compresor que da el fabricante este también referido al aire libre, al objeto de que exista una correspondencia entre consumo y capacidad. Normalmente, estas dos especificaciones están dadas en aire libre y, por tanto no hace falta ninguna conversión. Sin embargo, cuando se trata del consumo de aire de otros equipos, es posible que no se haga en aire libre; entonces deberá recurrirse a la fórmula para la conversión del volumen de aire

comprimido a una presión determinada en volumen de aire libre (a condiciones normales).

$$\frac{P_{1abs} \cdot \dot{V}_1}{T_{1abs}} = \frac{P_{Normal} \cdot \dot{V}_{normal}}{T_{normal}}$$
$$\dot{V}_{normal} = \dot{V}_1 \cdot \frac{P_{1abs}}{P_{normal}} \cdot \frac{T_{normal}}{T_{1abs}} \quad (3.7)$$

Como sea que el clima es variable y responde a las características propias de cada lugar, sería dificultoso establecer un tabla 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 sirven de referencia comparativa, aire que llamaremos aire normal o aire normalizado, distinguiéndolo con una N que situaremos después de las cifras y antes del volumen expresado.

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

Las condiciones normales varían según el área de influencia tecnológica.

En USA la "Compressed air gas Institute" considera como condiciones normales la temperatura de 20 °C a la presión de 1,033 kgf/cm² y con una humedad relativa del 36%.

En la zona europea, la norma Pneurop, propone como condiciones atmosféricas normales las que están especificadas en la ISO 1217 y que corresponden a la temperatura de 20 °C a la presión de 1 bar y con una humedad relativa del 65 %.

Eficiencia volumetrica

La eficiencia volumetrica se define como la razon entre la capacidad real

(volumen real admitido) y el desplazamiento del mismo.

Depende principalmente del tamaño del $\eta_v = \frac{\text{Capacidad real}}{\text{Volumen desplazado}}$ volumen muerto.

$$\eta_v = \Omega \left\{ 1 - \varepsilon \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] \right\} \quad (3.8)$$

Donde.:

Ω = Es un factor que depende de las pérdidas en las válvulas, Calentamiento del aire de entrada y la relación de presión.

Para Cálculos aproximados se puede considerar : $\Omega = 0,96$.

ε = Es la proporción entre el volumen muerto y el desplazamiento, varia

Normalmente entre 0,06 y 0,12.

P_2 = Presión de descarga (bar).

P_1 = Presión de admisión (bar).

n = Exponente politrópico (para aire $n = 1,3$).

La eficiencia volumétrica no es un buen indicador para decidir si un compresor es mejor que otro. Para ello se requiere conocer la capacidad del compresor y la energía requerida por el mismo.

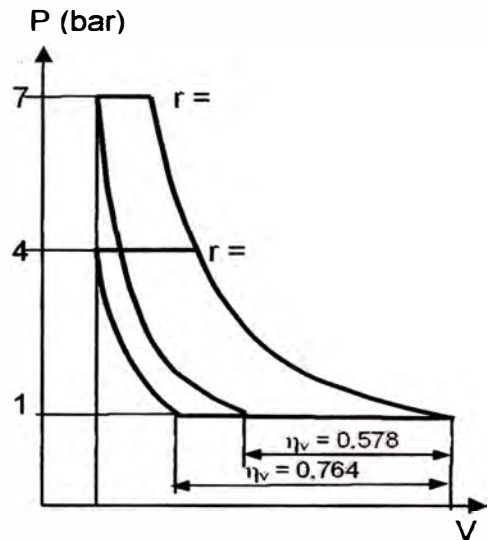


Fig.3.9 Variación de la eficiencia volumétrica con la relación de compresión

Energía específica

Es la energía necesaria para comprimir una unidad de volumen en condiciones normales.

Para compresores estacionarios se mide en KWH/m^3 y para móviles, accionados por motores de combustión interna en g/m^3 o l/m^3 .

3.1.3 Tipos de Compresores

De acuerdo a su instalación:

Compresores estacionarios: No tienen desplazamiento.

Compresores móviles: Se utilizan básicamente en el ramo de la construcción o en maquinas que se desplazan en forma frecuente.

Según las exigencias referentes a la presión de trabajo y el caudal de suministro, se pueden emplear diversos tipos de construcción, tal como se muestra en la figura 3.10

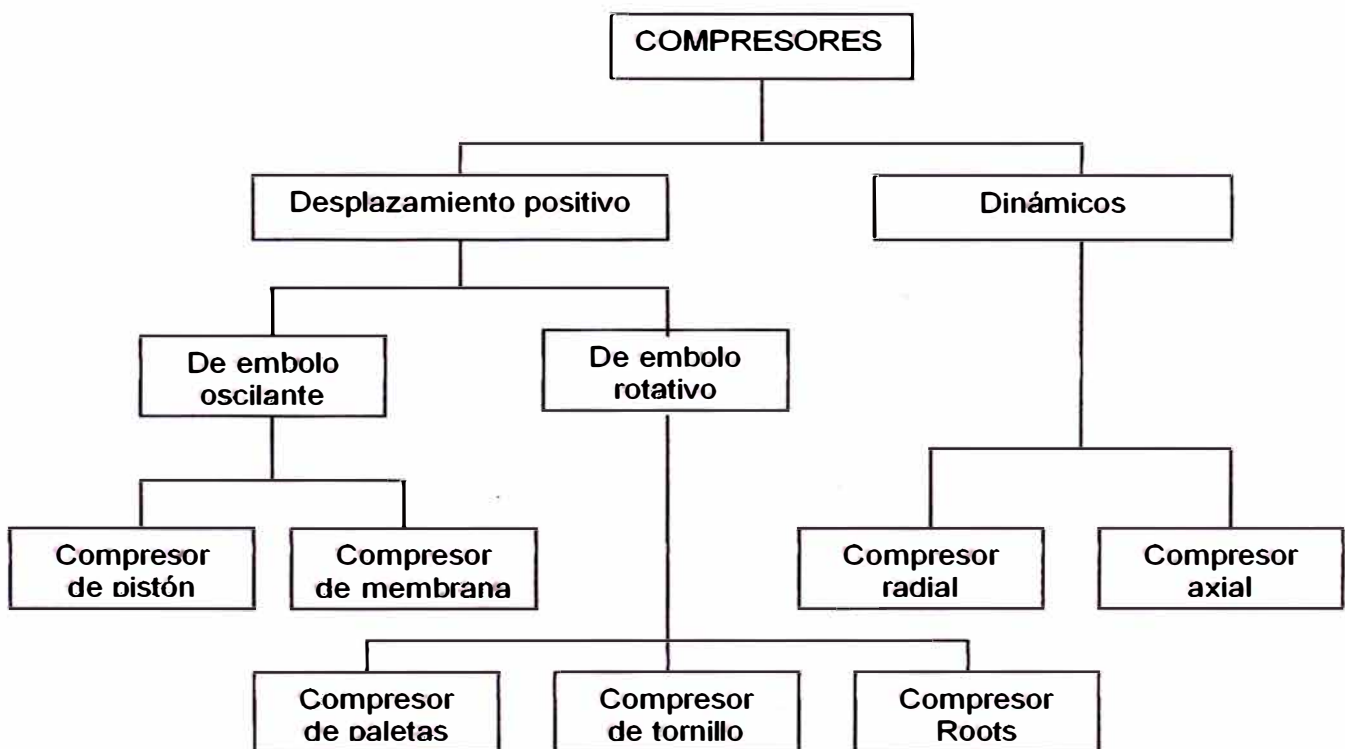


Fig 3.10 Tipos de compresores

En los **Compresores de Desplazamiento**, el aumento de presión se produce cuando el volumen ocupado por él se reduce. Estos compresores trabajan según el principio de desplazamiento y se subdividen en alternativos y rotativos.

Los **Compresores Dinámicos** incorporan elementos de rotación para producir la aceleración del aire. El aire es aspirado y comprimido como consecuencia de la aceleración de la masa. Estos compresores trabajan según el principio de circulación de los flúidos. Según diseño, los compresores dinámicos pueden ser radiales, axiales y mezcla de los diseños anteriores.

Compresor de Pistón de una Etapa

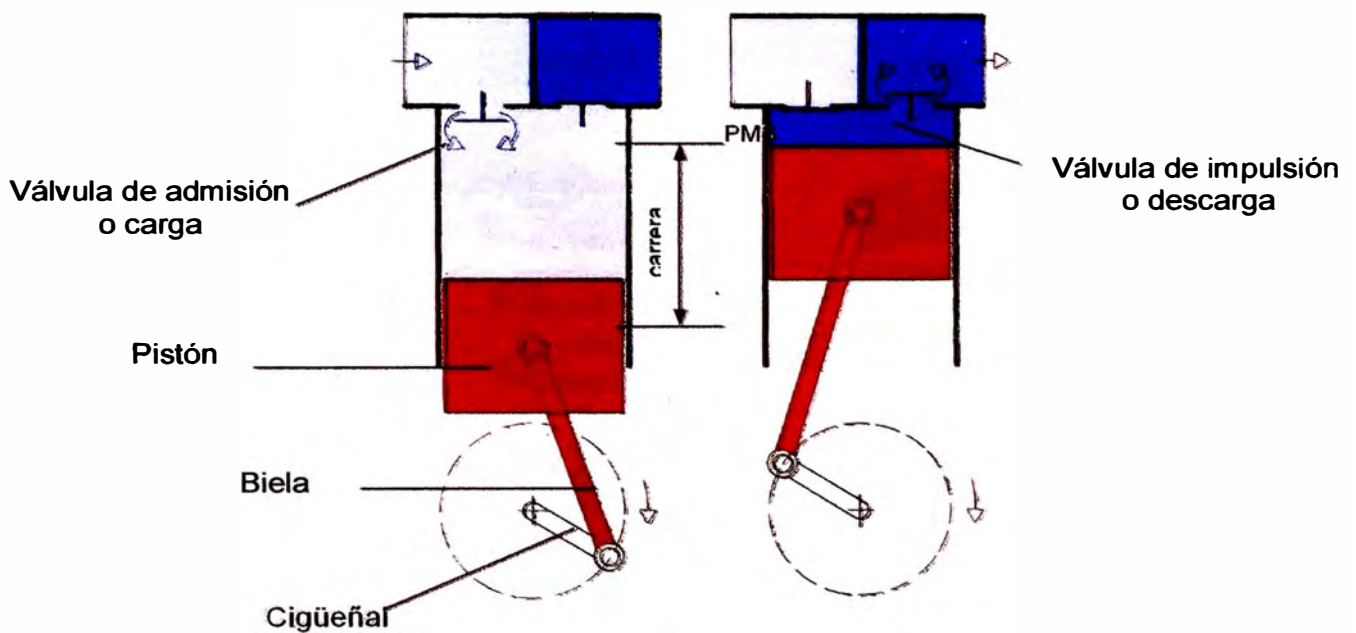


Fig. 3.11 Compresor de una etapa

El compresor de pistón es el tipo más conocido, porque es más antiguo. Eso significa que, en ciertas circunstancias, no presenta

dificultades al personal encargado del mantenimiento. Además, su construcción es sencilla.

El pistón se mueve alternativamente entre el punto muerto superior (PMS) y el punto muerto inferior (PMI). La distancia entre dichos puntos es la carrera del pistón y es igual al diámetro de la circunferencia generada por el giro del cigüeñal.

Estos compresores normalmente tienen válvulas auto accionadas, las cuales funcionan por diferencia de presión que la abren o la cierran (fig. 3.12).

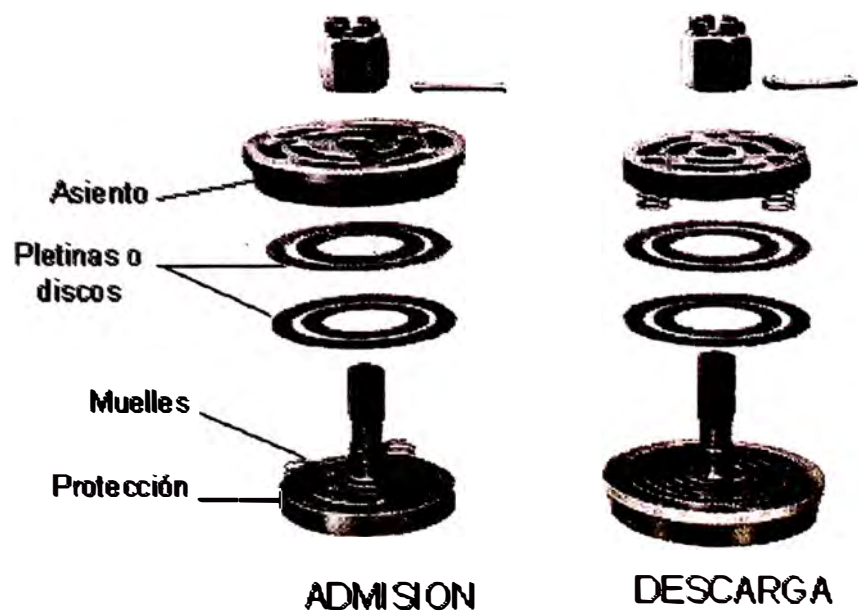


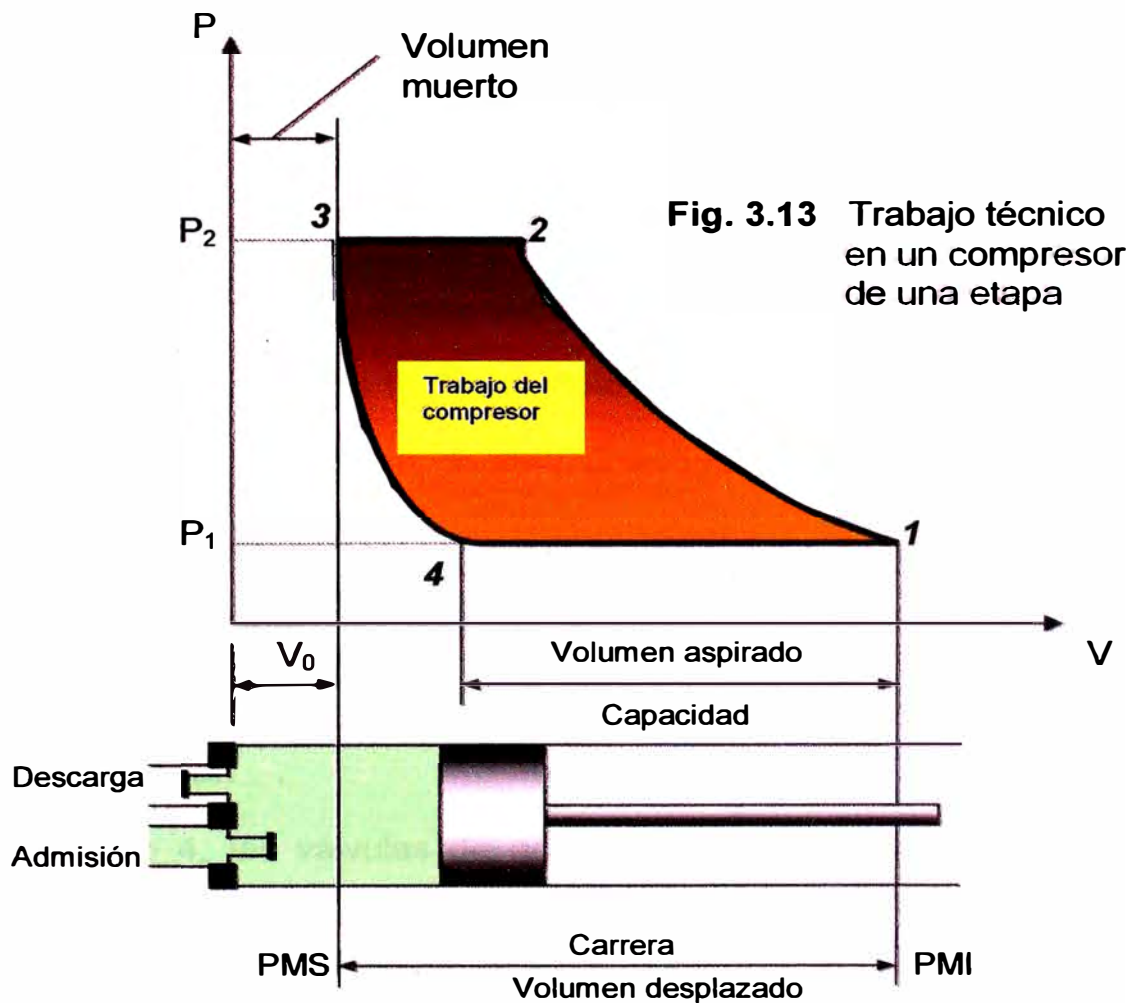
Fig. 3.12 Válvulas de admisión y descarga

El funcionamiento de la válvula es asistido por pequeños muelles que ayudan a acelerar el movimiento de cierre. Un conjunto de válvula comprende: El asiento, la protección y los discos (pletinas).

Cuando el disco esta completamente apegado a la protección, la válvula esta abierta al máximo, y completamente cerrada cuando aquella esta presionada contra el asiento. Con el objeto de disminuir el golpeteo sobre la pletina o disco, lo más normal es incluir un juego doble de discos en la válvula.

Los discos más cercanos al asiento se denominan discos de válvula y los otros amortiguadores.

Trabajo Técnico de Compresión



1 – 2 Compresión

En el punto 1, el cilindro se encuentra lleno de aire. Ambas válvulas se encuentran cerradas. El pistón se mueve hacia la izquierda y el volumen de aire se reduce con el consecuente aumento de la presión.

En el punto 2, la presión dentro del cilindro ha alcanzado la presión de apertura de la válvula de descarga.

2 – 3 Descarga

Las válvulas de descarga se abren justo después del punto 2. El aire comprimido fluye hacia el depósito a través de las válvulas de descarga.

3 – 4 Expansión

Al finalizar la descarga, queda encerrado en el cilindro un volumen muerto (V_0) a la presión P_2 . El embolo se mueve hacia la derecha incrementando su volumen, lo cual ocasiona una reducción en la presión.

En el punto 4, la presión dentro del cilindro permite la apertura de la válvula de admisión (posición del pistón en la fig. 3.13)

4 – 1 Admisión

En el punto 4, las válvulas de admisión se abren y el aire fluirá dentro del cilindro hasta el final de carrera en el punto 1.

Potencia en el eje

Para una compresión isotérmica:

$$\dot{W}_c = - \int_1^2 \dot{V} dp$$
$$\dot{W}_c = - \frac{10^3}{600} \eta_v \cdot P_1 \dot{V}_d \ln \frac{P_2}{P_1} \cdot \frac{1}{\eta_m} \cdot \frac{1}{\eta_c} \quad (3.9)$$

Donde.

η_v = Eficiencia volumétrica = 0,90 – 0,95

\dot{V}_d = Volumen desplazado teórico (m³/min)

P_1 = Presión de admisión (bar)

P_2 = Presión de descarga (bar)

η_m = Eficiencia mecánica ~ 0,95

η_c = Eficiencia de compresión ~ 0,80 – 0,85

Para una compresión isentrópica:

$$\dot{W}_c = - \int_1^2 \dot{V} dp$$
$$\dot{W}_c = - \frac{10^3}{600} \cdot \eta_v \cdot P_1 \dot{V}_d \left[\frac{k}{k-1} \right] \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \cdot \frac{1}{\eta_m} \cdot \frac{1}{\eta_c} \quad (3.10)$$

El valor de k es constante a bajas presiones (para aire k = 1,4)

El valor de k varía tanto por la presión, como por la temperatura, como se aprecia en la fig. 3.14

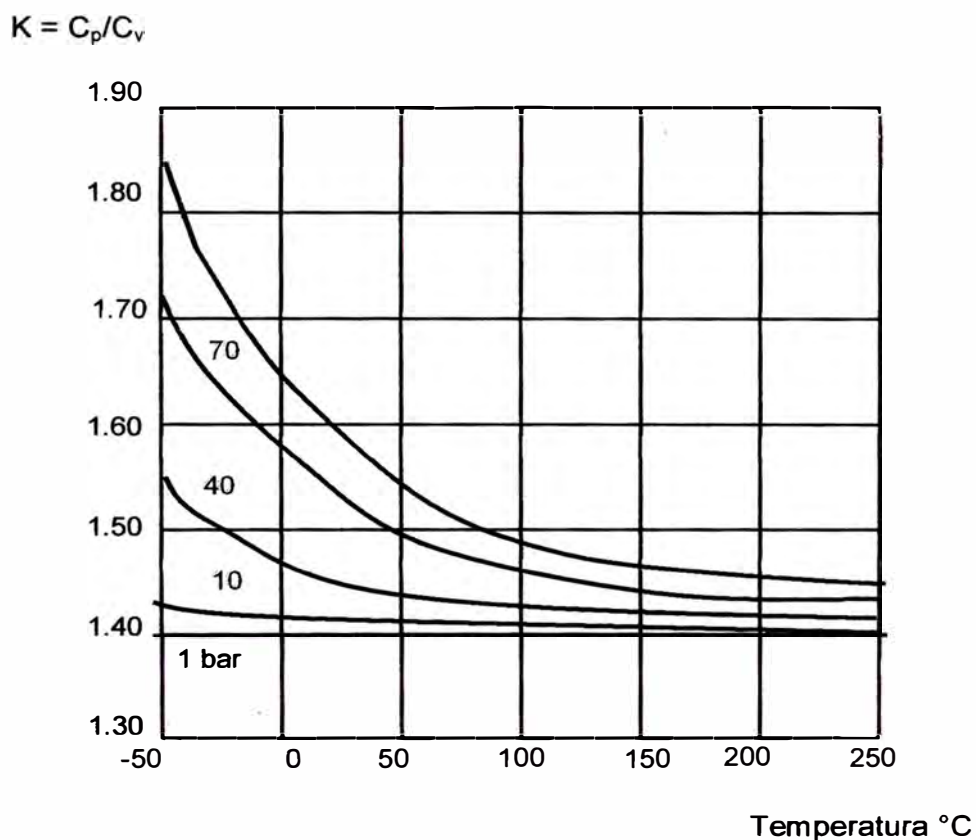


Fig. 3.14 Exponente isentrópico del aire

Para una compresión politrópica:

$$\dot{W}_c = - \int_1^2 \dot{V} dp$$

$$\dot{W}_c = - \frac{10^3}{600} \cdot \eta_v \cdot P_1 \dot{V}_d \left[\frac{n}{n-1} \right] \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \cdot \frac{1}{r_{lm}} \cdot \frac{1}{\eta_c} \quad (3.11)$$

Compresor de pistón de dos etapas con refrigeración

intermedia

En los procesos de compresión la temperatura se incrementa con la relación de compresión.

El trabajo que realiza el compresor aumenta a medida que se eleva la temperatura. Con el objeto de limitar la temperatura y mejorar en consecuencia el rendimiento de la compresión, normalmente, se realiza ésta en etapas entre cada una de las cuales se refrigera el aire.

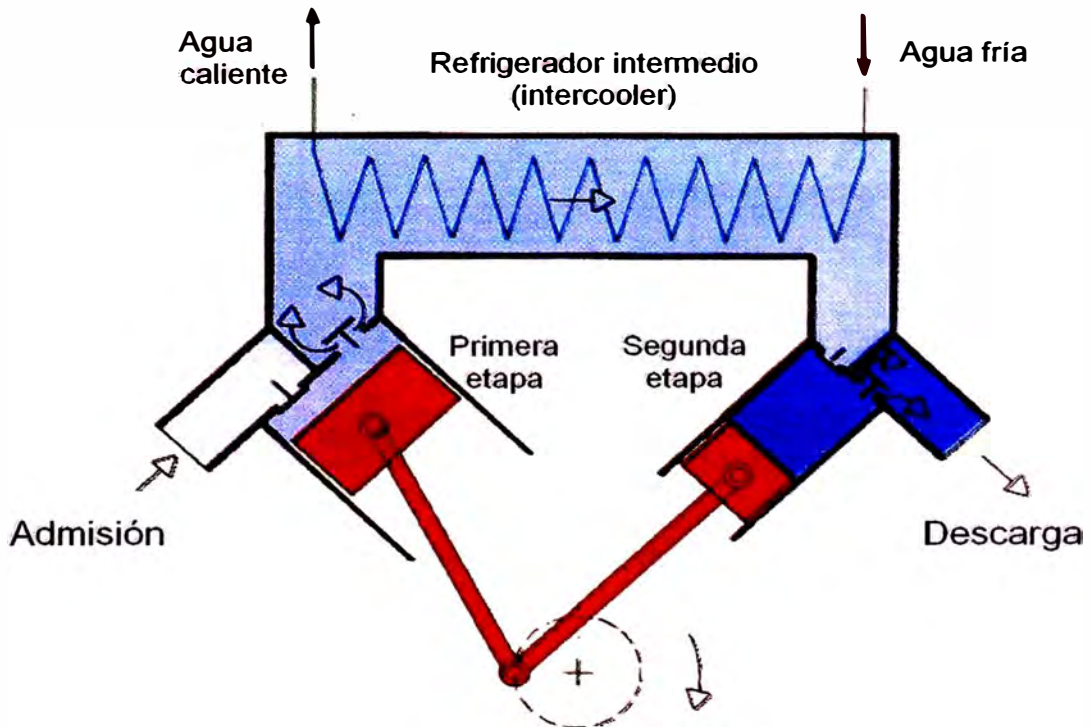


Fig. 3.15 Compresor de dos etapas

La refrigeración intermedia es perfecta cuando la temperatura del aire a la salida del refrigerador es igual a la temperatura del aire al final de la aspiración y comienzo de la compresión de la primera etapa.

Cuando la refrigeración intermedia es perfecta, el consumo de potencia mínimo se consigue si las relaciones de compresión en todas las etapas son iguales. Por ejemplo, un compresor de dos etapas Fig. 3.15

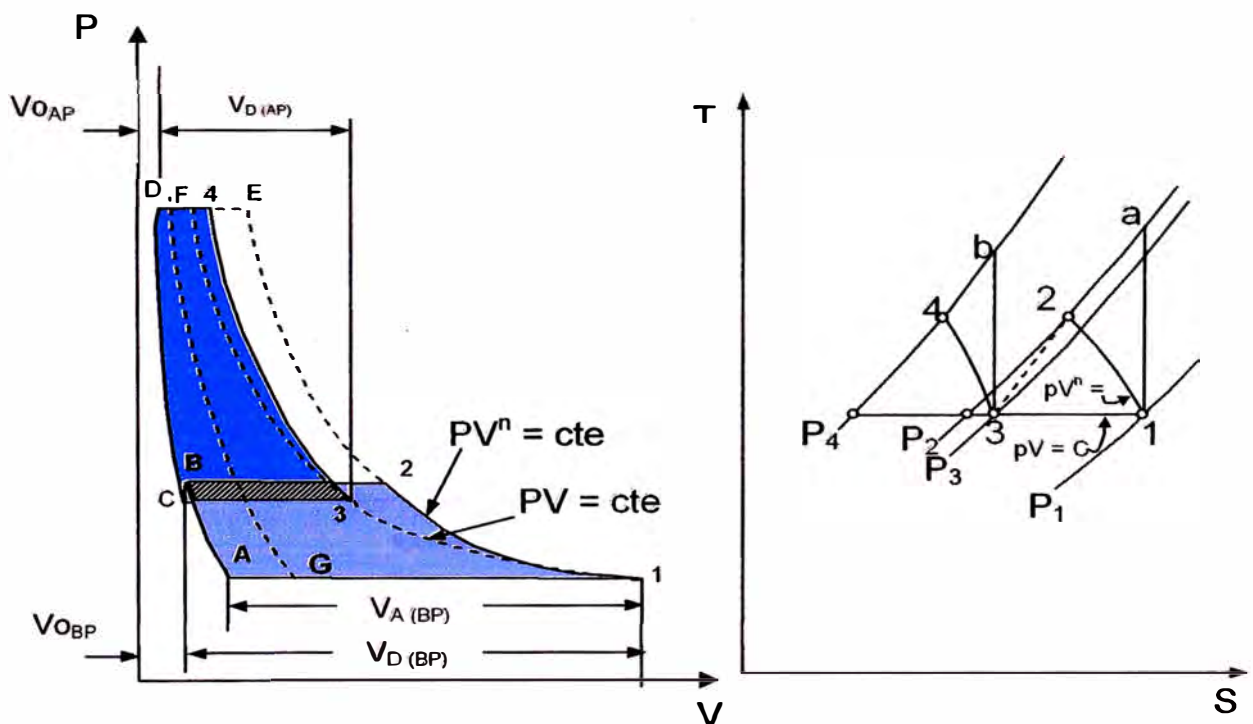


Fig. 3.16 Diagramas convencionales de dos etapas

$$\dot{W}_t = \frac{n \dot{m} R T_1}{1 - n} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] + \frac{n \dot{m} R T_3}{1 - n} \left[\left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

Si $T_1 = T_3$ y $P_2 = P_3 = P_m$

$$\frac{n m R T_1}{1 - n} \left[\left(\frac{P_m}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \frac{n m R T_1}{1 - n} \left[\left(\frac{P_4}{P_m} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (3.12)$$

$$\frac{P_m}{P_1} = \frac{P_4}{P_m} \quad \rightarrow \quad P_m = \sqrt{P_1 \cdot P_4}$$

Compresor de Membrana

Este compresor suministra aire exento de aceite, es alternativo de desplazamiento positivo, pero en vez de un pistón hay dentro del cilindro una membrana o diafragma flexible. Este diafragma se puede activar mecánica o hidráulicamente.

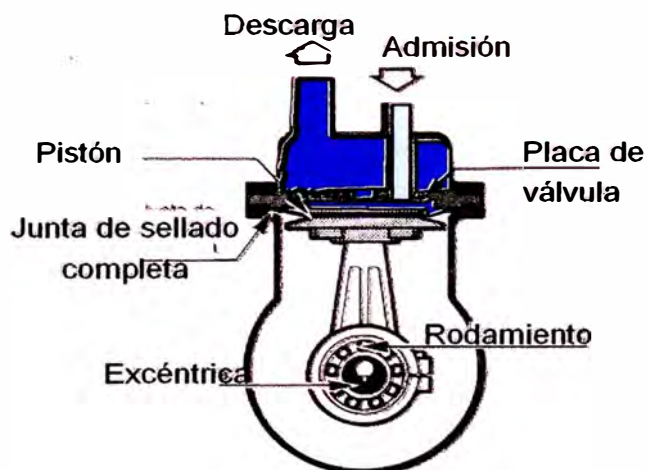


Fig. 3.17 Compresor de membrana

La figura 3.17 muestra el accionamiento mecánico, donde una excéntrica enchavetada al eje de accionamiento del compresor, y por medio de una biela, da movimiento alternativo al diafragma. Se usa para bajas presiones.

Las unidades de accionamiento hidráulico son más apropiadas para la generación de altas presiones

Compresor de Paletas

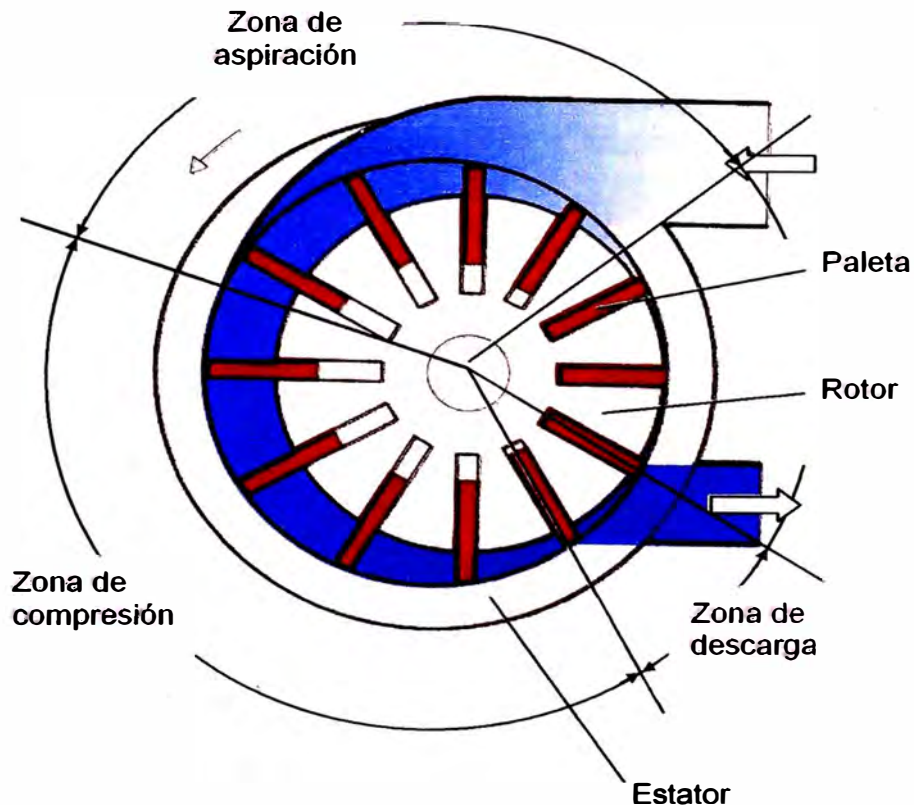


Fig. 3.18 Compresor de paletas

En una carcasa cilíndrica (estator), se monta un rotor excéntrico con paletas radiales deslizantes. Al girar el rotor, las paletas se desplazan contra el estator, por efecto de la fuerza centrífuga. El aire aspirado por el compresor entra en el espacio entre paletas en la parte más excéntrica, donde dicho espacio es mayor. Con el giro el volumen entre paletas disminuye hasta llegar a la compuerta de descarga. Este principio de trabajo también se emplea con frecuencia en los motores de aire.

El ciclo de trabajo es análogo a los de un compresor de pistón, solo que estos compresores están desprovistos de espacio muerto.

Actualmente los compresores de paletas son del tipo de inyección de aceite. En compresores exentos de aceite se utilizan paletas de bronce y carbón grafitado.

Compresor de lóbulos (Roots)

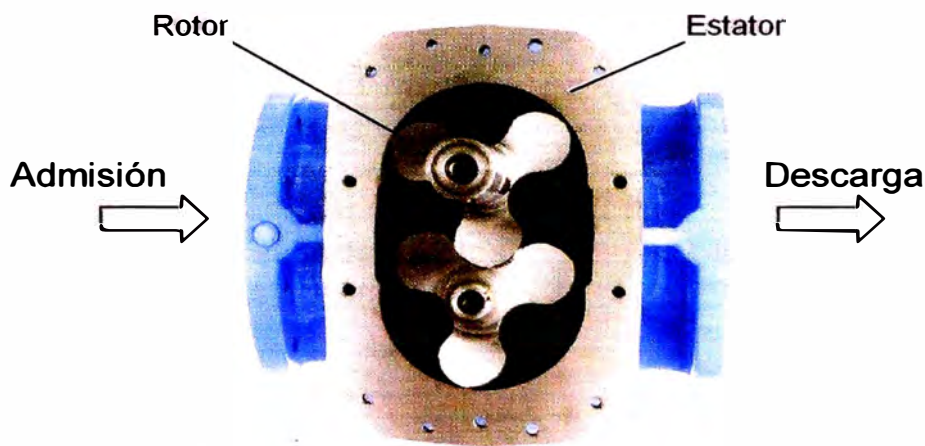


Fig. 3.19 Compresor de lóbulos
(Cortesía Aerezener)

Los compresores Roots (Fig. 3.19) conocidos como soplantes, tienen un amplio campo de aplicación para bajas presiones. Dentro de un estator, dos rotadores de perfiles idénticos, giran a velocidad angular constante, en sentido inverso el uno del otro. Estas rotaciones están sincronizadas por un juego de engranajes exteriores (fig. 3.20), lubricados por baño de aceite. Estos rotadores no rozan entre sí, ni con el estator, haciendo innecesaria la lubricación, lo cual permite la entrega de un aire exento de aceite.

Estos compresores únicamente transportan aire del lado de aspiración al lado de descarga, sin comprimirlo, ya que el volumen de las cámaras no disminuya durante la rotación.

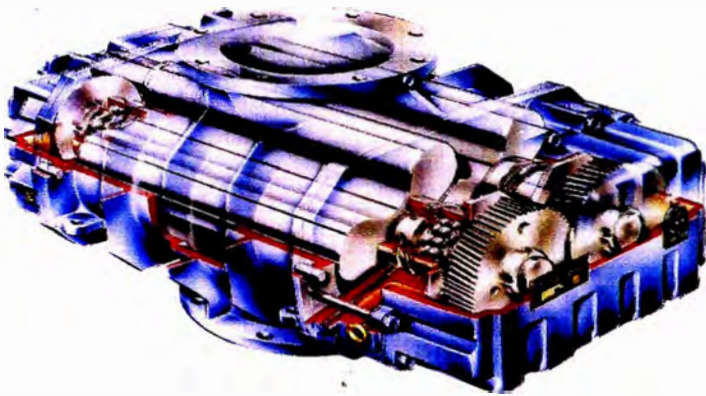


Fig. 3.20 Compresor de lóbulos (Cortesía Aerzener)

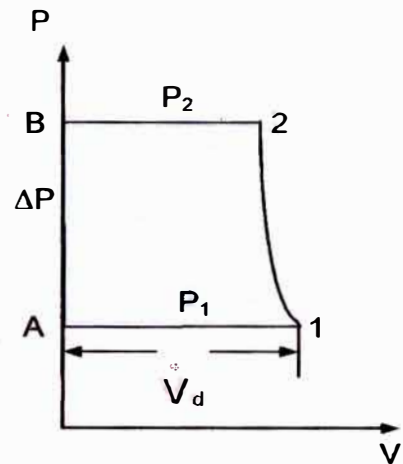


Fig. 3.21 Trabajo técnico

Volumen desplazado:

$$\dot{v}_d = \frac{n \cdot q_0}{1000} \quad (3.13)$$

Donde:

\dot{V}_d = Volumen desplazado teórico (m³/min)

n = Rev/min del rotor matriz

q₀ = Volumen desplazado por revolución (l/rev)

Potencia en el eje:

$$\dot{W}_c = - \eta_v \cdot \dot{V}_d \cdot (P_2 - P_1) + \dot{W}_v \quad (3.14)$$

$\eta_v \cdot \dot{V}_d$ = Capacidad real

\dot{W}_v = Potencia pérdida por flujo dinámico y por pérdidas mecánicas, esta representa aproximadamente 3 a 5% de la potencia en el eje.

Compresor de Tornillo

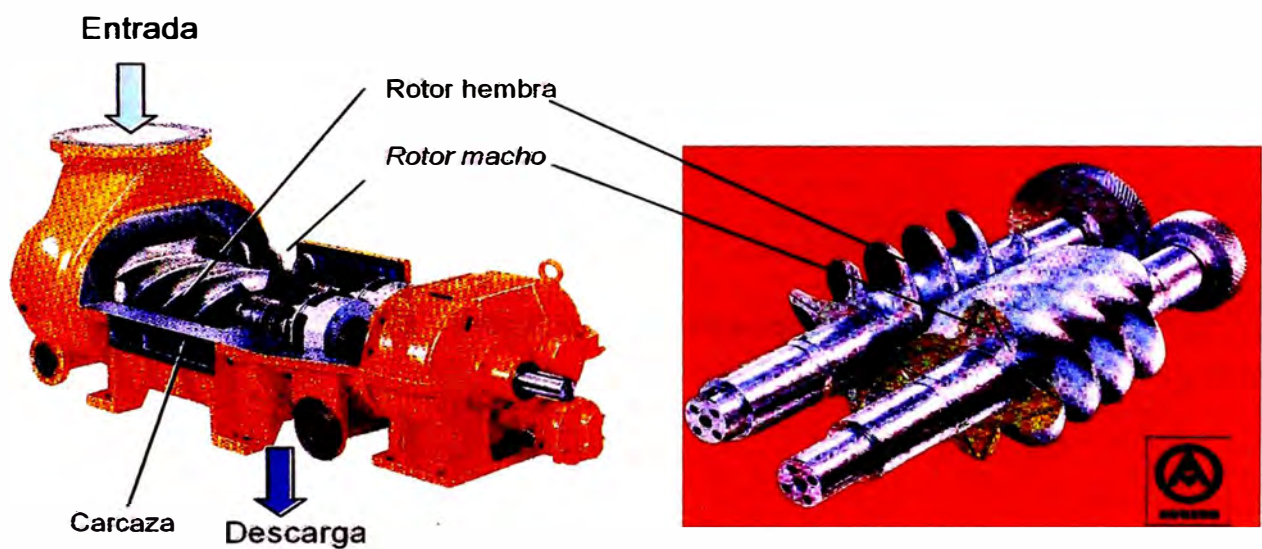


FIG. 3.22 Compresor de tornillo
(Cortesía Aerzener)

Los compresores de tornillo son máquinas de desplazamiento positivo con una determinada relación de compresión

Principio de Compresión:

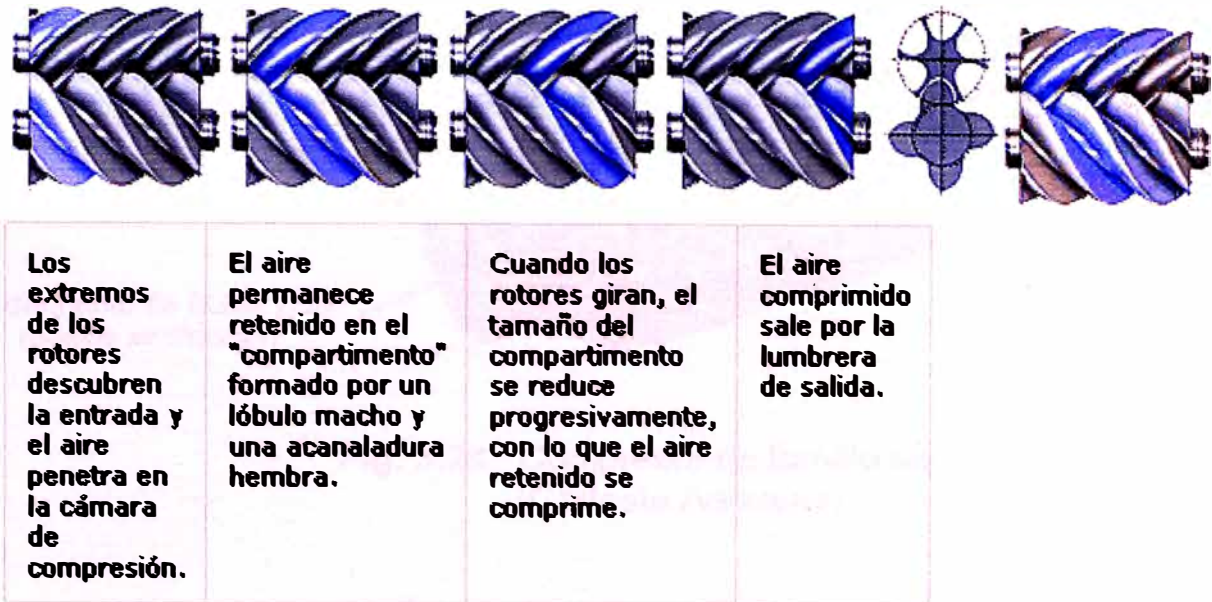


Fig. 3.23 Proceso de compresión

Tipos:

a) **Compresor de tornillo seco**

Estos compresores utilizan engranajes de sincronización externos para los rotores macho y hembra. Al no haber contacto entre rotores, ni entre estos y la carcasa, no se necesita ningún tipo de lubricación dentro de la cámara de compresión. El aire suministrado es exento de aceite.

Los rotores están encerrados en una carcasa común refrigerados por agua o por aire.

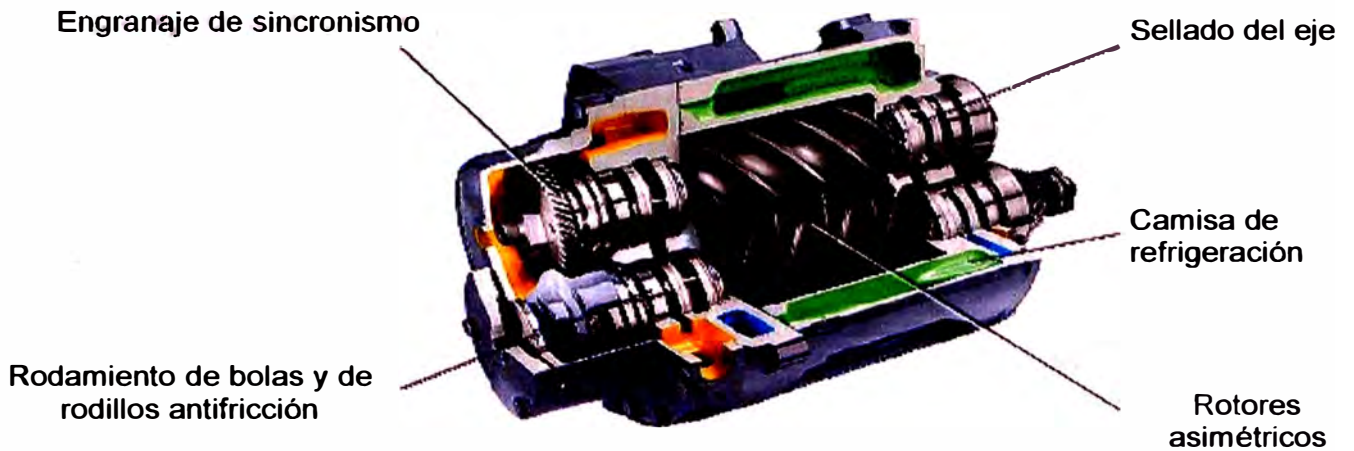


Fig. 3.24 Compresor de tornillo seco
(Cortesía Aerzener)

b) **Compresor de tornillo húmedo o con inyección de aceite**

El aceite inyectado cumple tres funciones:

- Cierra las holguras internas.
- Enfría el aire durante la compresión.
- Lubrica los rotosres.

La lubricación interna hace posible prescindir de los engranajes de sincronización. El aceite inyectado se recupera y recircula después de la compresión. Esta recuperación se realiza en el depósito de aire/separador de aceite y en dos etapas: En primer lugar en un separador mecánico; a continuación en un filtro desoleador. Por regla general la inyección se realiza utilizando la presión del aire de descarga. Se emplea una válvula de presión mínima para asegurar

la presión en el aceite de inyección aunque la presión de salida descienda.

La regulación de la capacidad en los compresores de tornillo normalmente se consigue mediante una válvula de descarga que corta o restringe la entrada de aire a la maquina.

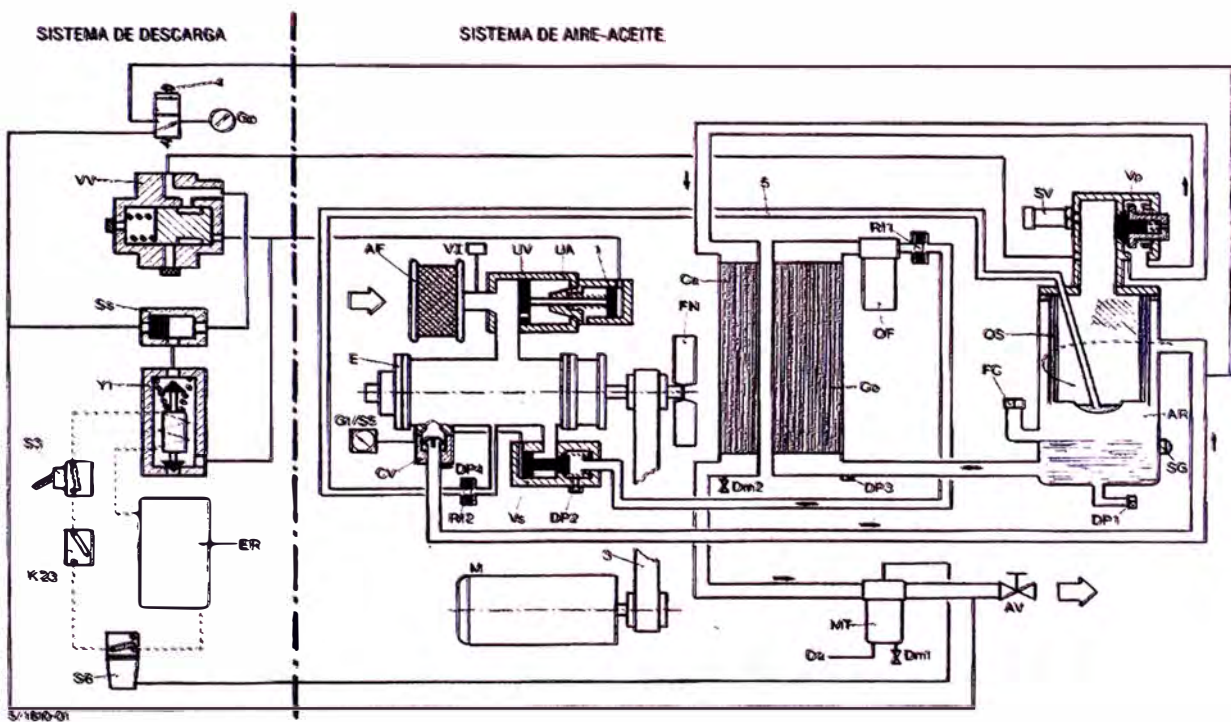


Fig. 3.25 Diagrama de flujo
(Cortesía Atlas Copco)

En la figura 3.25 se muestra un compresor estacionario de tornillo, de una sola etapa, con inyección de aceite, refrigerado por aire y accionado por motor eléctrico. La potencia del motor la transmite al compresor una correa dentada.

Donde:

| | | | |
|-------|---|------|--|
| AF. | Filtro de aire | M. | Motor |
| AR. | Deposito de aire/separador de aceite | MT. | Colector de agua |
| AV. | Válvula de salida de aire | OF. | Filtro de aceite |
| Ca. | Refrigerador de aire | OS. | Elemento separador de aceite |
| Co. | Refrigerador de aceite | Rf1. | Restrictor de flujo, línea de inyección de aceite |
| CV. | Válvula de retención | Rf2. | Restrictor de flujo, línea de retorno de aceite |
| Da. | Salida de drenaje automático, colector de agua | S3. | Interruptor de volquete, CARGA/DESCARGA |
| Dm1. | Válvula de drenaje, colector de agua | S6. | Presostato de aire |
| Dm2. | Válvula de drenaje, refrigerador de aire | SG. | Mirilla del nivel de aceite |
| DP1. | Tapón de drenaje, deposito de aire | Ss. | Selector automático de presión |
| DP2. | Tapón de drenaje, válvula de cierre de aceite | SV. | Válvula de seguridad |
| DP3. | Tapón de drenaje, refrigerador de aceite | UA. | Descargador |
| DP4. | Tapón de drenaje, válvula de retención | UV. | Válvula de descarga |
| E. | Elemento compresor | VI. | Indicador de vacío |
| ER. | Regulador eléctrico | Vp. | Válvula de presión mínima |
| FC. | Tapón de llenado de aceite | Vs. | Válvula de cierre de aceite |
| FN. | Ventilador | VV. | Válvula de ventilación |
| Gp. | Manómetro de la presión de trabajo | Y1. | Válvula solenoide |
| Gt/S5 | Indicador de temperatura/termostato de parada del compresor | 1. | Pistón, válvula de descarga |
| K23 | Contacto de triangulo | 3. | Correa dentada |
| | | 4. | Pulsador, presión delante del elemento separador de aceite |
| | | 5. | Línea de retorno de aceite, elemento separador de aceite |

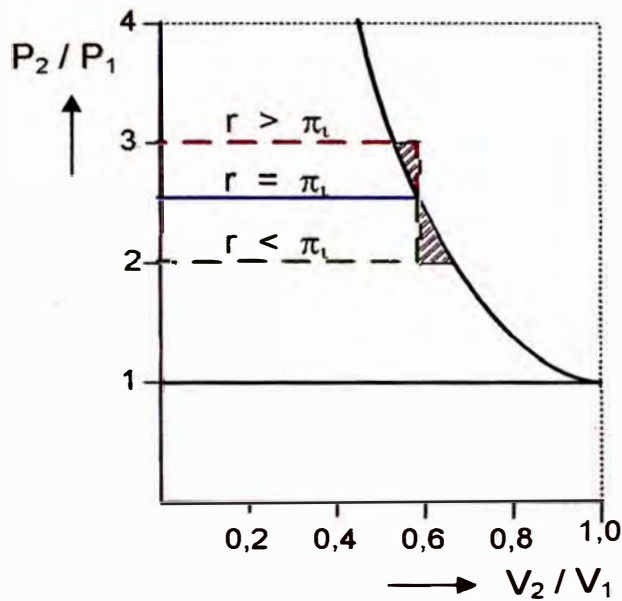
Potencia en el eje:

Relación de compresión:

$$\pi = P_2 / P_1 \qquad \pi = (V_i)^k \qquad (3.15)$$

V_i = Volumen de succión/ volumen de descarga

$$K = C_p / C_v$$



r = Relación de compresión de trabajo
 π_1 = Relación de compresión de diseño

Fig. 3.26 Diagrama pv de un compresor de tornillo

Volumen desplazado:

Donde:
$$\dot{V}_d = \frac{n \cdot q_0}{1000} \quad (3.16)$$

\dot{V}_d = Volumen desplazado teórico (m³/min)

n = Rev/min del rotor motriz

q_0 = Volumen desplazado por revolución (l/rev)

Cálculo de la potencia:

$$\dot{W}_c = - \frac{10^3}{600} \cdot \eta_v \cdot P_1 \cdot \dot{V}_d \left[\frac{k}{k-1} \right] \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] + W_d + W_v \quad (3.17)$$

Donde:

\dot{W}_c = Potencia en el eje (KW)

P_1 = Presión de admisión (bar)

P_2 = Presión de descarga (bar)

$\eta_v \cdot \dot{V}_d$ = Capacidad real (m³/min)

W_d = Perdida de potencia de flujo dinámico, (0,10 – 0,15) P_{eje}

W_v = Perdidas mecánicas, (0,08 – 0,12) P_{eje}

El valor de W_d , depende de:

$$W_d = f(C_f, L, D, k, P_1, \dot{V}_d, N_{id})$$

C_f = Es un factor empírico, que depende de la relación de compresión y el ángulo de alabeo en la cuerda del tornillo y del valor de π .

L = Longitud del rotor.

D = Diámetro del rotor.

K = Constante isentrópica.

P_1 = Presión de succión.

\dot{V}_d = Volumen de desplazamiento teórico.

N_{id} = Depende de π y del N° de Mach.

Compresor Radial

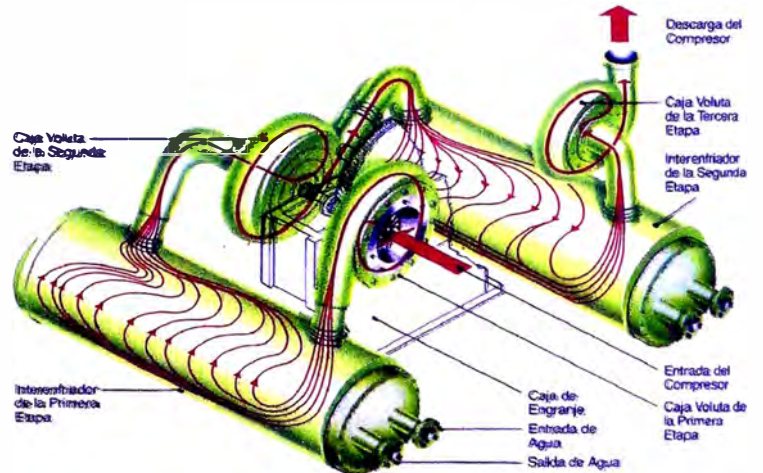
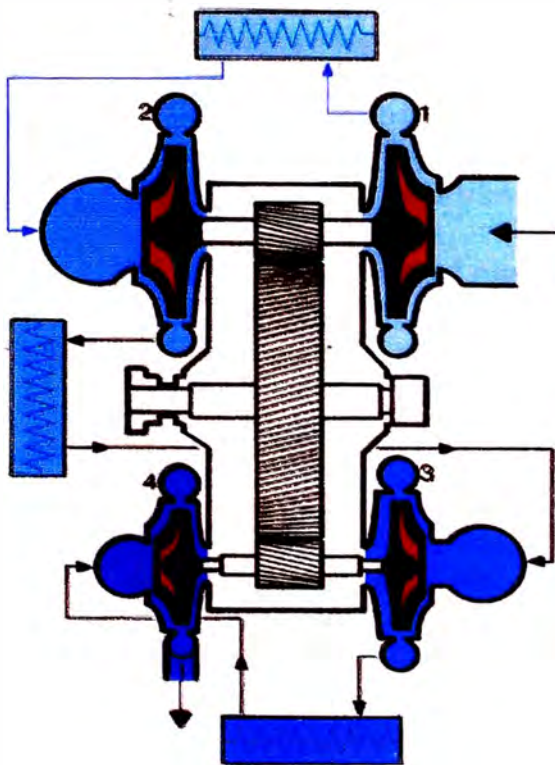


Fig. 3.26.1 Compresor centrifugo (Cortesía Joy)

Se caracterizan por un flujo radial. El aire pasa por el centro de una rueda giratoria con alabes radiales llamados impulsores, los cuales lanzan el aire hacia la periferia merced a la fuerza centrífuga; y antes de pasar al centro del próximo rotor, pasa por un difusor, en donde la energía cinética se transforma en presión.

La velocidad de funcionamiento es bastante alta en comparación con otros compresores. La gama comprendida entre 50000 – 100000 rpm, es bastante frecuente en la industria aeronáutica y espaciales, donde el peso es un factor importante.

Los compresores centrífugos con velocidades próximas a las 20000 rpm, suelen ser de uso comercial.

Calculo de la potencia

Parámetros a determinar:

- 1) Potencia en el eje.
- 2) Velocidad de operación.
- 3) Temperatura de descarga

La determinación de la potencia y la velocidad se basa en los cálculos de la carga necesaria para la compresión.

H = Carga (Nm/kg)

V = Volumen específico (m³/kg) $H = - \int V dp$

P = Presión (Pa)

Asumiendo que la compresión es politrópica, la carga plena es:

$$H = P_1 \cdot V_1 \left[\frac{n}{n-1} \right] \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (3.18)$$

H = Carga (Nm/kg)

P₁, P₂ = Presiones en la succión y la descarga de una etapa (Pa)

V₁ = Volumen específico en la entrada (m³/kg)

n = Exponente politrópico

La ecuación 3.18 puede expresarse de la siguiente manera:

$$H = R \cdot T_1 \left[\frac{n}{n-1} \right] \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (3.19)$$

R = Constante del aire (29,26 kgm/kg·K)

T₁ = Temperatura de succión (K)

Según la ecuación 3.19 , la potencia varia directamente con la temperatura de succión e inversamente con el peso molecular del gas manejado. Debido a esto los gases que tienen mayor peso molecular necesitan menos impulsores que los que tienen menor peso molecular.

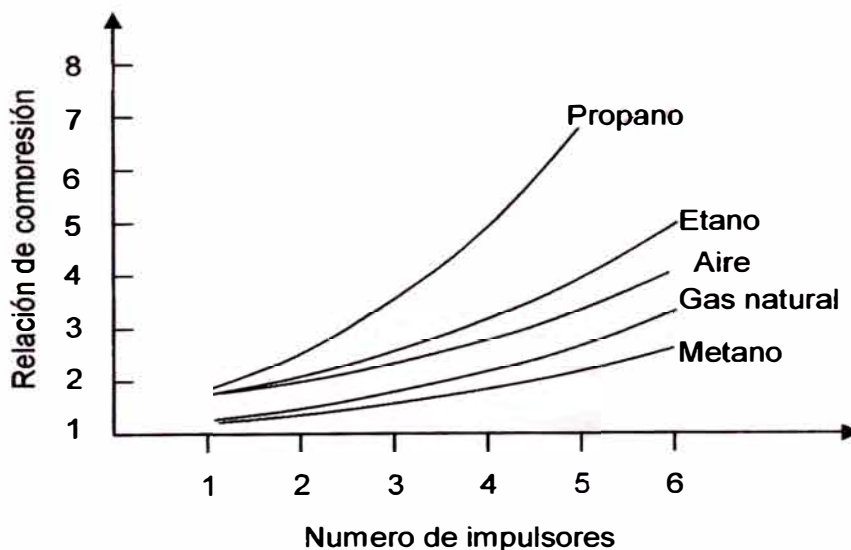


Fig. 3.27 Influencia del peso molecular en el número de impulsores

La eficiencia politrópica, nos permite obtener el exponente politrópico

La potencia $\eta = - \frac{\int V dP}{\Delta h} = \frac{(k-1)/k}{(n-1)/n}$ necesaria será: (3.20)

$$\dot{W}_c = \frac{m \cdot H}{60000 \eta} \quad (3.21)$$

Donde:

\dot{W}_c = Potencia (KW)

m = Flujo másico (kg/min)

H = Carga diferencial (Nm/kg)

La velocidad del impulsor es:

$$N = \frac{59,82}{D} \sqrt{\frac{H}{\mu}} \quad (3.22)$$

Donde:

N = Velocidad rotatoria (m/s)

D = Diámetro del impulsor (m)

H = Carga por etapa (m)

μ = Coeficiente de presión. Un valor promedio es 0,55.

Si la temperatura de descarga $T_2 > 205$ °C, hay que ínter enfriar

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (3.23)$$

Compresor axial

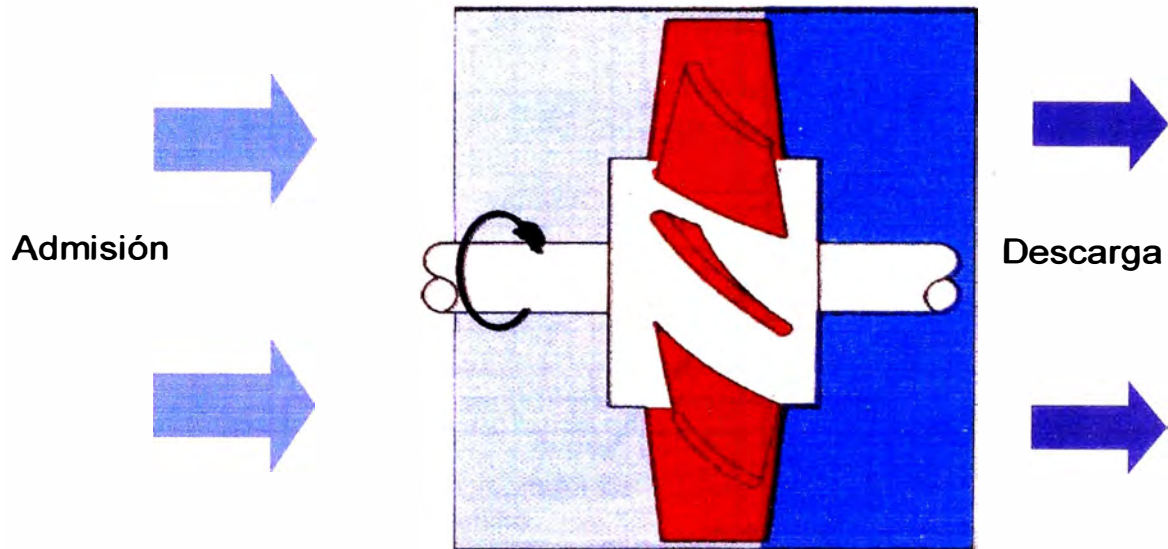


Fig. 3.28 Compresor axial

Estos compresores se caracterizan porque el flujo sigue la dirección del eje.

En un compresor axial multi etapas, el aire pasa axialmente por hileras alternadas de paletas estacionarias y rotativas, que comunican velocidad y después presión al aire.

Los compresores axiales funcionan a mayores velocidades que los centrífugos y se ajustan mejor al suministro de plantas que precisen grandes caudales a presiones moderadas.

La capacidad mínima de este tipo de compresores, viene a ser del orden de los $15 \text{ m}^3/\text{s}$ ($54000 \text{ m}^3/\text{h}$).

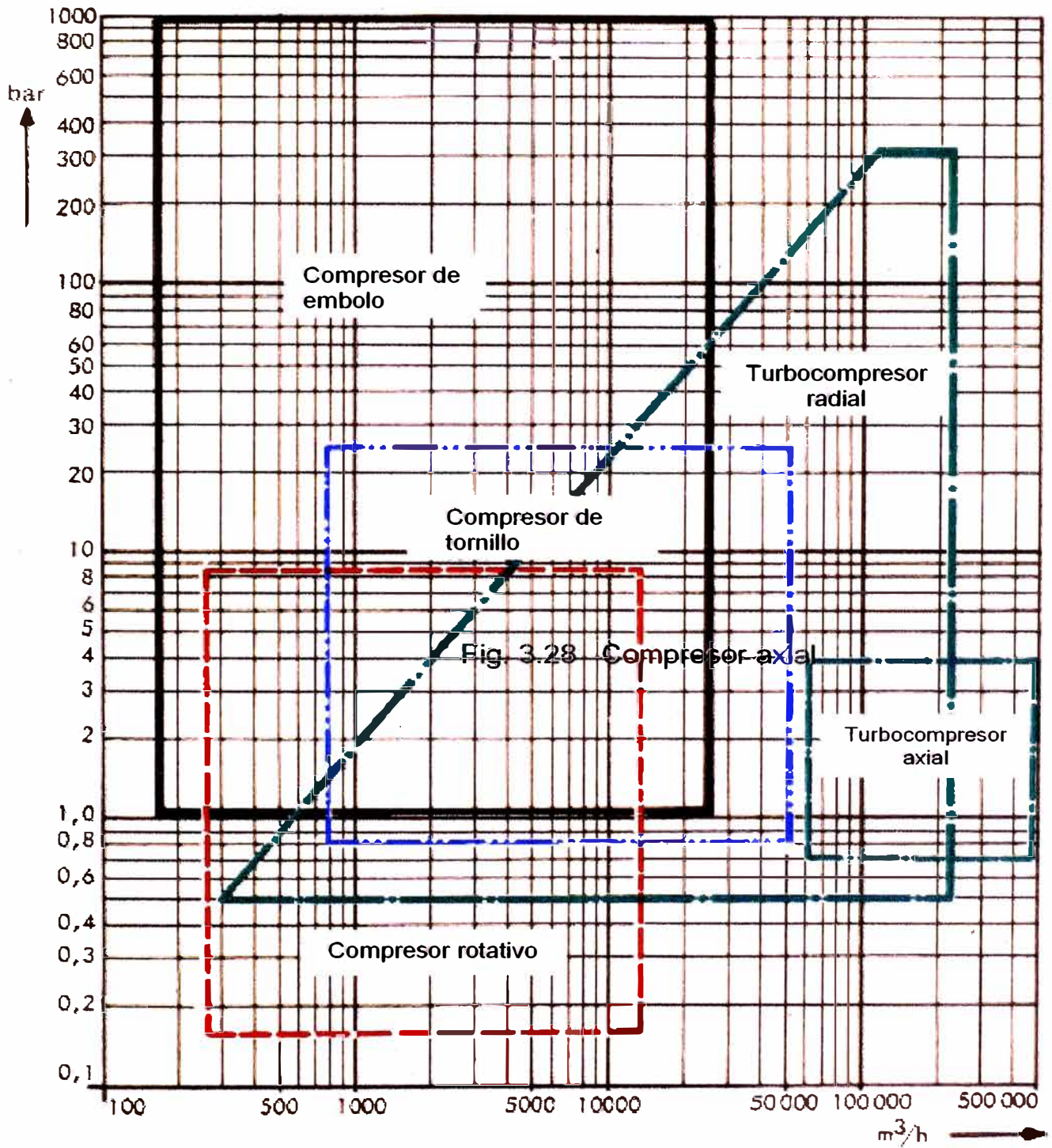


Fig. 3.29 Diagrama de caudal

En este diagrama están indicadas las cantidades de aire aspirado por los compresores en condiciones normales y la presión para cada tipo de compresor. Estas zonas nos permiten apreciar el rango de funcionamiento de los diferentes tipos de compresores.

Es conveniente, de todas maneras, consultar los rangos dados por los fabricantes, ya que estos varían con la implementación de nuevas tecnologías.

3.1.4 Regulación de los compresores

Existen diferentes sistemas para adaptar el caudal con el consumo.

Regulación de marcha en vacío

a) **Regulación por escape a la atmósfera**

Cuando el depósito ha alcanzado la presión necesaria, el aire es conectado directamente a la atmósfera por una válvula de descarga.

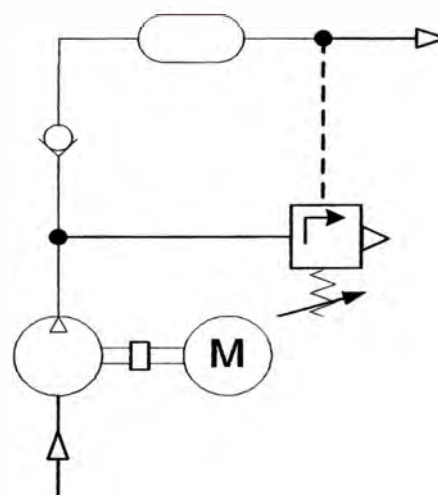


Fig. 3.30 Regulación por Descarga

b) Regulación por aislamiento de la aspiración

Consiste en el bloqueo de la aspiración, funcionando en vacío el circuito de entrada y salida. Este sistema se utiliza en los compresores de desplazamiento.

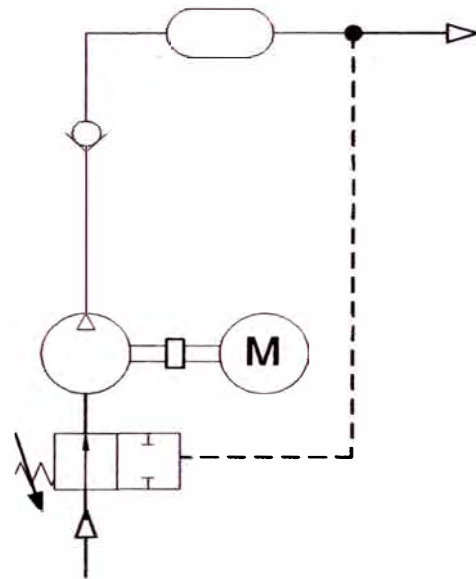


Fig. 3.31 Regulación por Aislamiento

b) Regulación por apertura de la aspiración

Se utiliza en los compresores de embolo alternativo. Por medio de un dispositivo se mantiene abierta la válvula de aspiración.

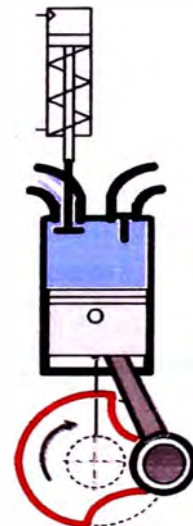


Fig. 3.32 Regulación por apertura de la aspiración

Regulación por carga parcial

a) Regulación de la velocidad de rotación

El regulador de velocidad del motor de combustión interna se ajusta en función de la presión deseada, por medio de un mando manual o automático.

Si el accionamiento es eléctrico, la velocidad puede ser regulada por el empleo de motores de polos conmutables o de variadores de frecuencia. Este sistema se presenta en los compresores rotativos o dinámicos.

b) Regulación del caudal

Se obtiene por simple estrangulación del aire de entrada. El compresor puede ajustarse a cargas parciales predeterminadas.

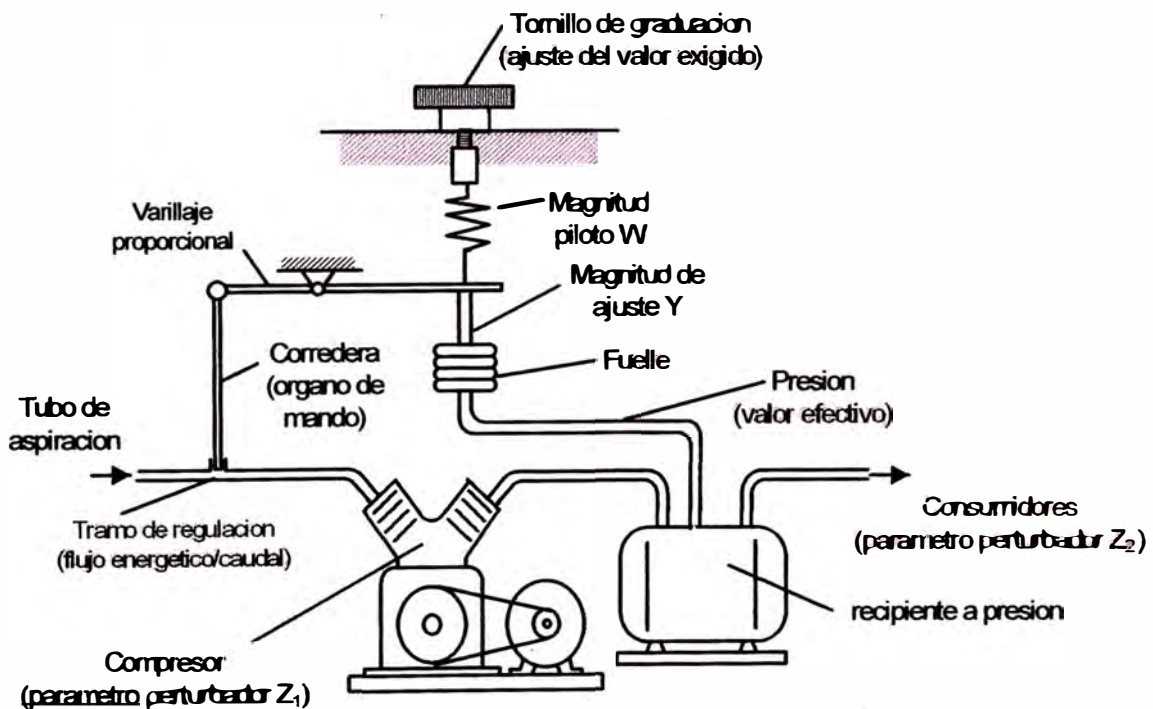


Fig. 3.33 Técnica de regulación

Regulación por intermitencias

Con este sistema el compresor esta a plena carga o desconectado. Cuando se alcanza la presión máxima el motor se para y cuando la presión desciende a un valor mínimo el motor se conecta de nuevo.

El momento de conexión y desconexión esta determinado por un presostato. Para mantener la frecuencia de conmutación dentro de los límites admisibles es necesario prever un depósito de gran capacidad.

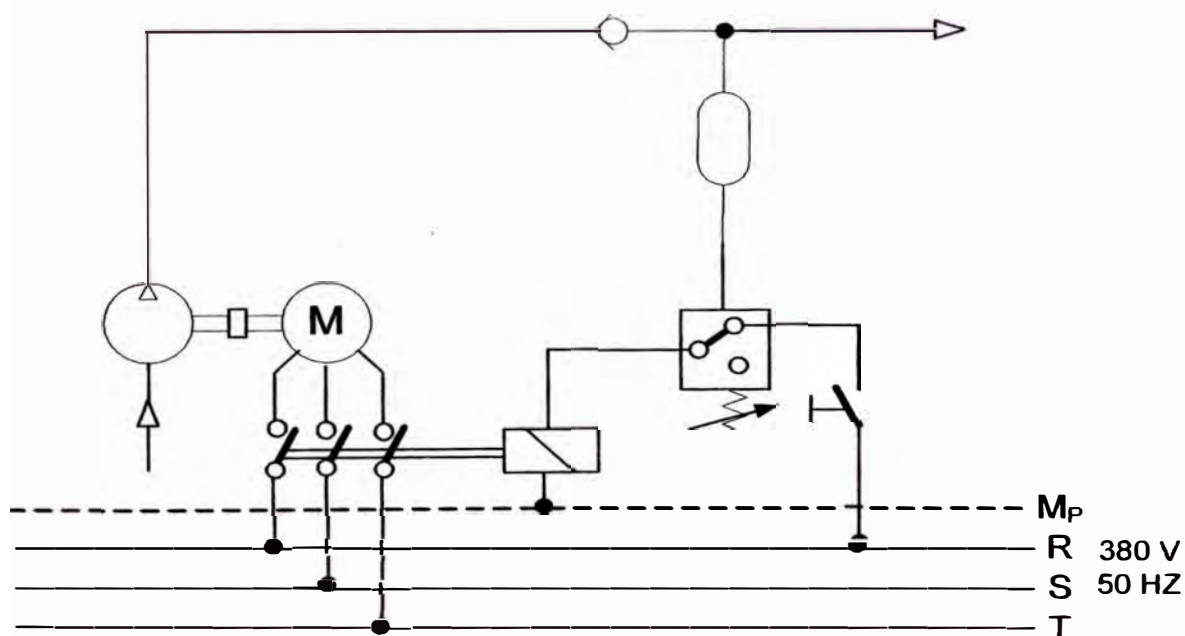


Fig. 3.34 Regulación intermitente

3.2 TRATAMIENTO DEL AIRE

El aire comprimido no puede contener todo el vapor de agua que absorbe el aire a presión atmosférica. Parte de este vapor de agua se condensa a medida que se va enfriando el aire por las tuberías, ocasionando daños en los elementos neumáticos, como desgaste y oxidación.

La aptitud del aire para retener agua vaporizada este relacionada con la temperatura y la presión, pero principalmente con la primera, admitiendo mas vapor de agua cuando aumenta su temperatura. Un aire saturado (100% de humedad) puede retener más humedad si aumenta la temperatura o desciende la presión, y, por el contrario, desprende parte de su contenido de humedad si baja la temperatura o sube la presión.

En los sistemas de aire comprimido, el aire aspirado por el compresor entra a la presión y temperatura ambiente ó atmosférica, con su consiguiente humedad relativa. Al ser comprimido se produce una elevación de su temperatura hasta un grado tal que toda la humedad contenida en el mismo pasara por el compresor hasta la zona de descarga. Por lo tanto, este aire comprimido caliente que descarga el compresor y que lleva vapor de agua, al irse enfriando por conducción y convección en el depósito y tuberías de distribución, igualará la temperatura ambiente que exista en la nave

o zona industrial, condensara la mayor parte de este vapor en forma de gotas de agua, las cuales serán arrastradas por el mismo flujo hacia los lugares de utilización.

3.2.1 Psicometría

Por psicometría se entiende todos aquellos procedimientos relacionados con la medida de cualquier vapor en un gas; aquí nos referiremos al sistema vapor de agua/aire.

Por tanto, el termino humedad expresa la condición del aire respecto a la cantidad de vapor de agua que contiene; cuando se trate de agua liquida se utilizaran conceptos tales como condensados, arrastres, nieblas o micro gotas.

Humedad absoluta

La humedad absoluta se refiere a la cantidad de vapor de agua contenida en una determinada cantidad de aire seco.

$$h_{ab} = \frac{\rho_{v.a}}{\rho_{a.s}} = \frac{\text{kg de vapor de agua}}{\text{kg de aire seco}}$$
$$h_{ab} = 0,622 \frac{p_{v.a}}{p_{a.s}} = 0,622 \frac{p_{v.a}}{P - p_{v.a}} \quad (3.24)$$

h_{ab} = Humedad absoluta en kg v.a/kg a.s

$p_{v.a}$ = Presión parcial del vapor de agua.

P = Presión total del sistema.

$P_{a.s}$ = Presión parcial del aire seco.

Humedad de saturación

La humedad de saturación se refiere a la máxima cantidad de vapor de agua que puede contener una determinada cantidad de aire seco.

En un ambiente saturado se da un equilibrio entre el vapor de agua y el agua líquida. La humedad de saturación depende de la presión y la temperatura.

$$h_s = 0,622 \frac{P_{v.a}}{P_{a.s}} = 0,622 \frac{P_{v.a}}{P - P_{v.a}} \quad (3.25)$$

h_s = Humedad de saturación en kg de vapor de agua por kg de aire seco.

P_{v.a} = Presión del vapor de agua a la temperatura considerada.

P = Presión total del sistema.

La humedad de saturación es directamente proporcional a la temperatura y en un ambiente saturado, bien sea de aire comprimido o de aire a la presión atmosférica, la humedad absoluta llega a ser igual a la humedad de saturación.

Tabla 3.35 Presión del vapor de agua desde -20°C hasta 42°C

| T °C | Presión vapor mm Hg | T °C | Presión vapor mm Hg | T °C | Presión vapor mm Hg |
|-----------------|--------------------------------|-----------------|--------------------------------|-----------------|--------------------------------|
| -20 | 0,776 | 1 | 4,926 | 22 | 19,827 |
| -19 | 0,860 | 2 | 5,294 | 23 | 21,068 |
| -18 | 0,939 | 3 | 5,685 | 24 | 22,377 |
| -17 | 1,035 | 4 | 6,101 | 25 | 23,756 |
| -16 | 1,132 | 5 | 6,543 | 26 | 25,209 |
| -15 | 1,245 | 6 | 7,013 | 27 | 26,209 |
| -14 | 1,361 | 7 | 7,513 | 28 | 28,739 |
| -13 | 1,499 | 8 | 8,045 | 29 | 30,043 |
| -12 | 1,632 | 9 | 8,609 | 30 | 31,824 |
| -11 | 1,795 | 10 | 9,209 | 31 | 33,695 |
| -10 | 1,960 | 11 | 9,844 | 32 | 35,633 |
| -9 | 2,140 | 12 | 10,518 | 33 | 37,729 |
| -8 | 2,326 | 13 | 11,231 | 34 | 39,898 |
| -7 | 2,550 | 14 | 11,987 | 35 | 42,175 |
| -6 | 2,765 | 15 | 12,788 | 36 | 44,563 |
| -5 | 3,100 | 16 | 13,634 | 37 | 47,067 |
| -4 | 3,280 | 17 | 14,530 | 38 | 49,692 |
| -3 | 3,590 | 18 | 15,477 | 39 | 52,442 |
| -2 | 3,880 | 19 | 16,477 | 40 | 55,324 |
| -1 | 4,225 | 20 | 17,535 | 41 | 58,34 |
| 0 | 4,579 | 21 | 18,650 | 42 | 61,50 |

Tabla 3.35 Presión del vapor de agua desde 43 °C hasta 104 °C

| T °C | Presión vapor mm Hg | T °C | Presión vapor mm Hg | T °C | Presión vapor mm Hg |
|-----------------|--------------------------------|-----------------|--------------------------------|-----------------|--------------------------------|
| 43 | 64,80 | 64 | 179,31 | 85 | 433,60 |
| 44 | 68,26 | 65 | 187,54 | 86 | 450,90 |
| 45 | 71,88 | 66 | 196,09 | 87 | 468,70 |
| 46 | 75,65 | 67 | 204,96 | 88 | 487,10 |
| 47 | 79,60 | 68 | 214,17 | 89 | 506,10 |
| 48 | 83,71 | 69 | 223,73 | 90 | 525,76 |
| 49 | 88,02 | 70 | 233,70 | 91 | 546,05 |
| 50 | 92,51 | 71 | 243,90 | 92 | 566,99 |
| 51 | 97,50 | 72 | 254,60 | 93 | 588,60 |
| 52 | 102,09 | 73 | 265,70 | 94 | 610,90 |
| 53 | 107,20 | 74 | 277,20 | 95 | 633,90 |
| 54 | 112,51 | 75 | 289,10 | 96 | 657,62 |
| 55 | 118,04 | 76 | 301,40 | 97 | 682,07 |
| 56 | 123,80 | 77 | 314,10 | 98 | 707,27 |
| 57 | 129,82 | 78 | 327,30 | 99 | 733,24 |
| 58 | 136,08 | 79 | 341,00 | 100 | 760,00 |
| 59 | 142,60 | 80 | 355,10 | 101 | 787,57 |
| 60 | 149,38 | 81 | 369,70 | 102 | 815,86 |
| 61 | 156,43 | 82 | 384,90 | 103 | 845,12 |
| 62 | 163,77 | 83 | 400,60 | 104 | 875,06 |
| 63 | 171,38 | 84 | 416,80 | 105 | 906,07 |

Tabla 3.35 Presión del vapor de agua desde 105 °C hasta 150 °C

| T °C | Presión vapor mm Hg | T °C | Presión vapor mm Hg | T °C | Presión vapor mm Hg |
|-----------------|--------------------------------|-----------------|--------------------------------|-----------------|--------------------------------|
| 106 | 937,92 | 127 | 1850,83 | 148 | 3382,76 |
| 107 | 967,60 | 128 | 1907,83 | 149 | 3476,24 |
| 108 | 1004,42 | 129 | 1966,35 | 150 | 3570,48 |
| 109 | 1038,92 | 130 | 2026,16 | | |
| 110 | 1074,56 | 131 | 2087,42 | | |
| 111 | 1111,20 | 132 | 2150,42 | | |
| 112 | 1148,74 | 133 | 2214,64 | | |
| 113 | 1187,42 | 134 | 2280,76 | | |
| 114 | 1227,25 | 135 | 2347,26 | | |
| 115 | 1267,98 | 136 | 2416,34 | | |
| 116 | 1309,94 | 137 | 2488,16 | | |
| 117 | 1352,95 | 138 | 2560,67 | | |
| 118 | 1397,18 | 139 | 2634,84 | | |
| 119 | 1442,63 | 140 | 2710,92 | | |
| 120 | 1489,14 | 141 | 2788,44 | | |
| 121 | 1536,80 | 142 | 2867,48 | | |
| 122 | 1586,04 | 143 | 2948,80 | | |
| 123 | 1636,36 | 144 | 3031,64 | | |
| 124 | 1687,81 | 145 | 3116,76 | | |
| 125 | 1740,93 | 146 | 3203,40 | | |
| 126 | 1795,12 | 147 | 3292,32 | | |

Humedad Relativa

La humedad relativa es la relación entre la humedad absoluta existente, h_{ab} , y la humedad de saturación h_s a la misma temperatura.

$$h_r = \frac{Pv_1}{Pv_s} = \frac{\rho v_1}{\rho v_s} = \frac{h_{ab}}{h_s}$$

$$h_r = \frac{h_{ab}}{h_s} \cdot 100 \quad (3.26)$$

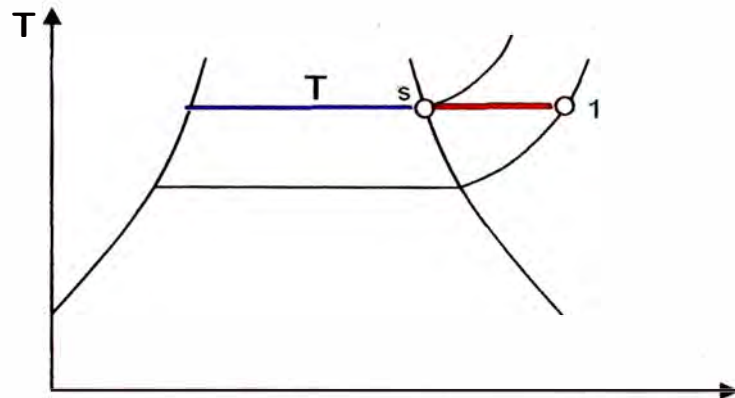


Fig. 3.36 Humedad relativa

Punto de rocío

El punto de rocío determina una temperatura t , a la cual el aire llega a su punto de saturación; esto es, el aire se convierte en aire saturado.

a) Punto de rocío atmosférico (PRA)

Es la temperatura a la cual el vapor de agua contenido en el aire atmosférico comienza a precipitarse en forma de condensado.

b) Punto de rocío a presión (PRP)

Es la temperatura a la cual el vapor de agua contenido en el aire a una presión mayor que la atmosférica comienza a precipitarse en forma de condensado.

Psicrómetro

Aparato compuesto por dos termómetros adecuados para medir las temperaturas del bulbo seco (t_{bs}) y húmedo (t_{bh}) de una corriente de aire.

$$HR = \frac{Ps(t_{bh}) - 0,66 \times (1 + 1,5 \times 10^{-3} \times t_{bh}) \times (t_{bs} - t_{bh}) \times P}{Ps(t_{bs})} \quad (3.27)$$

Ps = Presión del v.a. saturado (mbar).

P = Presión absoluta del aire atmosférico (mbar).

t_{bs} = Temperatura del bulbo seco ($^{\circ}C$).

t_{bh} = Temperatura del bulbo húmedo ($^{\circ}C$).

Medida de la humedad mediante un higrómetro por cloruro de litio.

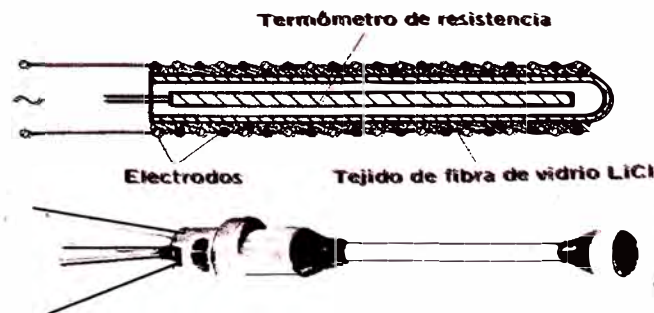


Fig. 3.37 Higrómetro por cloruro de litio

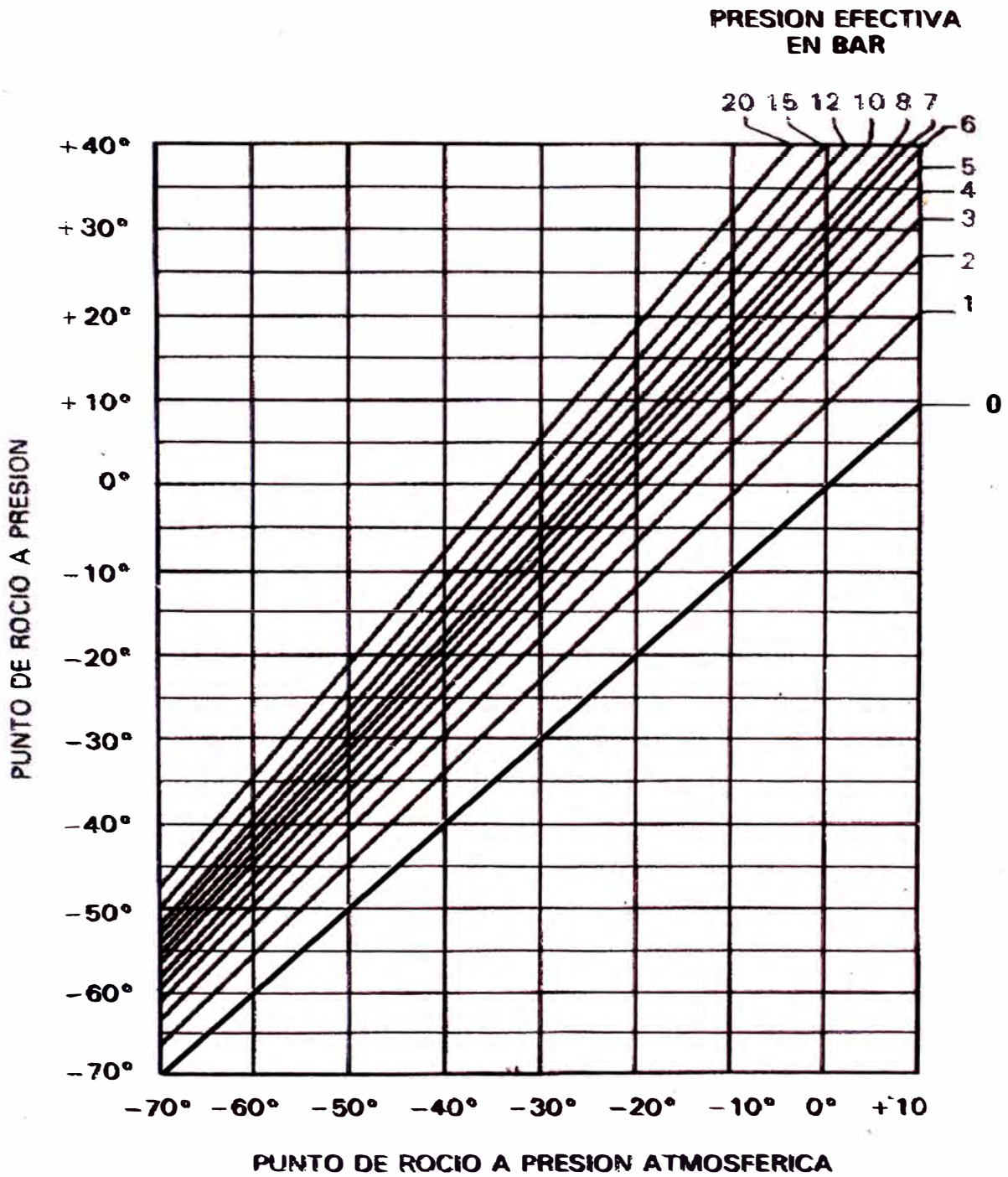


Fig. 3.38 Conversión de puntos de rocío

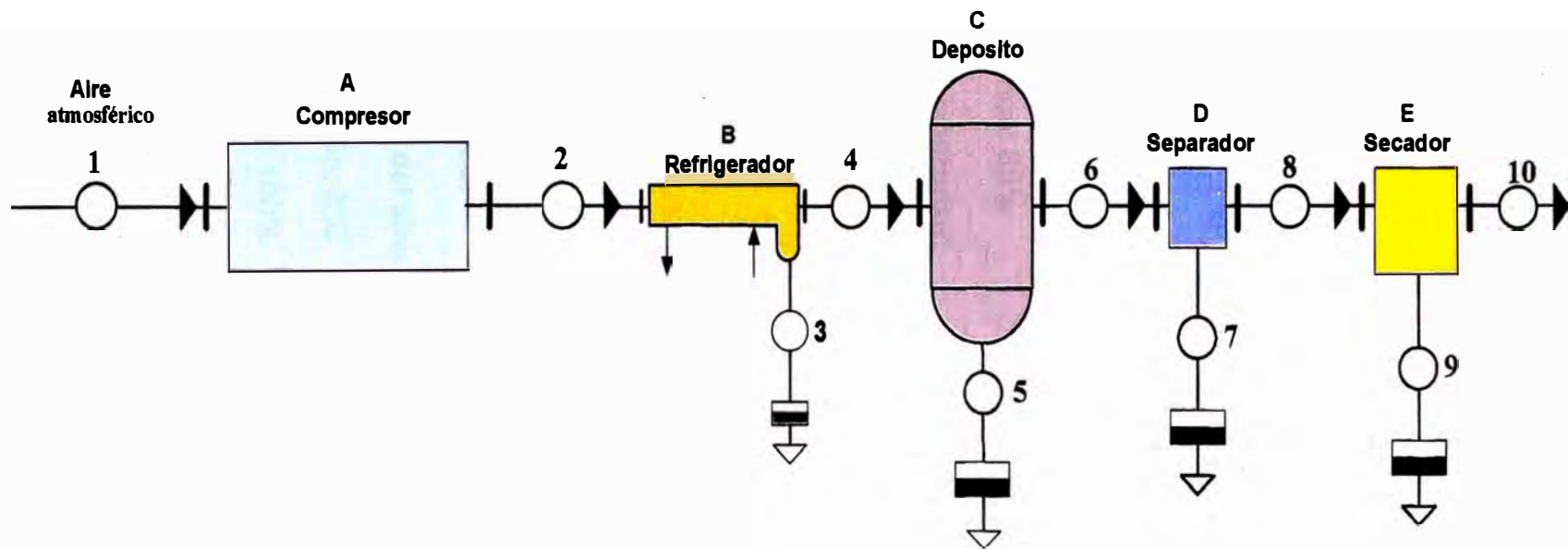


Fig. 3.39 Componentes de una instalación

3.2.2 Calculo de datos Psicrometricos

Datos :

Aire atmosférico aspirado: Temperatura: 20°C

Humedad relativa: 80% Presión atmosférica: 1 bar

A. Compresor:

Caudal de aire aspirado: 1 N m³/min.

Temperatura del aire a la salida del compresor: 140°C

Compresor de una etapa, presión de salida: 8 bar.

Eficiencia volumétrica: 85%

B. Refrigerador posterior:

Temperatura de salida del aire: 30°C

Eficacia de separación: 80%

C. Deposito:

Eficacia de separación: 50%

D. Separador:

Eficacia de separación: 100%

E. Secador frigorífico:

Temperatura de salida del aire comprimido: 25°C

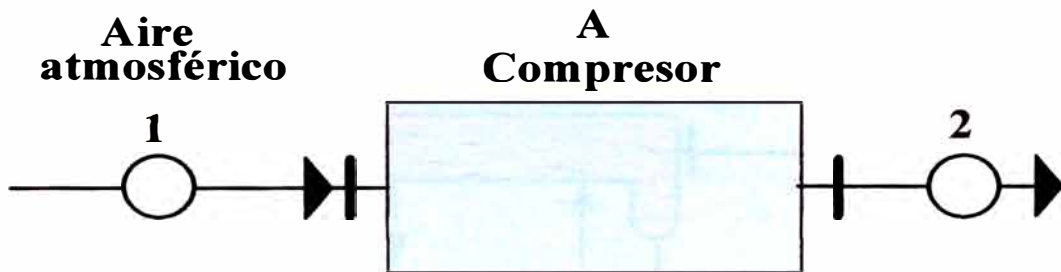
Punto de rocío a presión: 2°C

Eficacia de separación: 100%

Consideraciones:

- La presión efectiva será de 7 bar a lo largo de toda la instalación ($\Delta p=0$)
- La temperatura del aire comprimido que sale del refrigerador se mantendrá constante hasta la entrada al secador frigorífico.

Punto 1. Condiciones de aspiración



$$h_s = 0,622 \frac{P_{v.a}}{P_{a.s}} = 0,622 \frac{P_{v.a}}{P - P_{v.a}}$$

A 20 °C ----- $P_{v.a} = 17,535$ mm de Hg.

$P_1 = 1$ bar = 760 mm de Hg.

$h_{s1} = 14,69$ g/kg.

$h_{ab1} = h_{s1} \cdot h_{r1} = 14,69 \cdot 0,80 = 11,75$ g/kg.

Determinación de los puntos de rocío:

$$h_{ab1} = 0,622 \frac{P_{v.a}}{P - P_{v.a}}$$

$$0.01175 = 0,622 \frac{P_{v.a}}{760 - P_{v.a}}$$

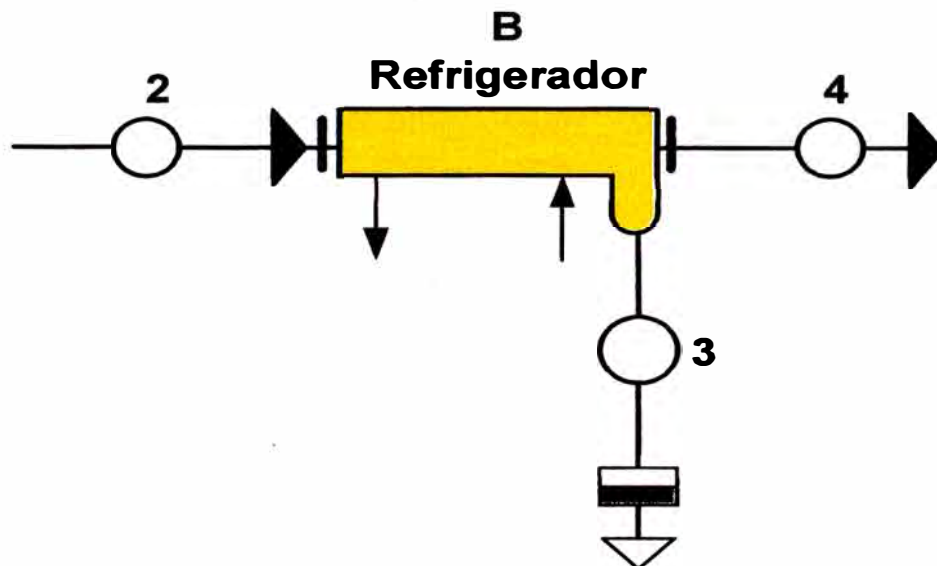
$$P_{v.a} = 14,09 \text{ mm de Hg.}$$

En la tabla de presiones de vapor:

$$PRP_1 = 16,5 \text{ }^\circ\text{C.}$$

$$PRA_1 = 16,5 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Punto 2. Entrada al refrigerador



$$A \text{ } 140 \text{ }^\circ\text{C} \text{ ----- } P_{v.a} = 2710,92 \text{ mm de Hg.}$$

$$P_2 = 8 \cdot 760 \text{ mm de Hg.} = 6 \text{ } 080 \text{ mm de Hg.}$$

$$h_{s2} = 500 \text{ g/kg.}$$

$$h_{ab2} = 11,75 \text{ g/kg.} = h_{ab1}$$

$$h_{r2} = (11,75/500) \cdot 100 = 2,35\%$$

Determinación de los puntos de rocío:

$$0.01175 = 0,622 \frac{P_{v.a}}{6080 - P_{v.a}}$$

$$P_{v.a} = 112,73 \text{ mm de Hg.}$$

| T (°C) | Presión vapor (mm Hg) |
|-----------|-----------------------|
| 54 | 112,51 |
| 55 | 118,04 |

En la tabla de presiones de vapor

$$PRP_2 = 54 \text{ °C.}$$

$$PRA_2 = 16,5 \text{ °C.} = PRA_1$$

Punto 3. Salida de condensados del refrigerador

Salida del refrigerador

$$A \text{ } 30 \text{ °C} \text{ ----- } P_{v.a} = 31,824 \text{ mm de Hg.}$$

$$P_4 = 8 \cdot 760 \text{ mm de Hg.} = 6 \text{ 080 mm de Hg.}$$

$$h_{s4} = 3,27 \text{ g/kg.}$$

$$h_{ab4} = 3,27 \text{ g/kg.}$$

$$h_{r4} = 100 \%$$

Cálculo del flujo de aire en kg/h:

$$\text{Volumen aspirado} = 1 \text{ N m}^3/\text{min.}$$

$$m = \frac{P \cdot V \cdot \eta_v}{R \cdot T} = \frac{1,033 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \circ 1 \frac{\text{m}^3}{\text{min}} \circ \frac{10^4 \text{ cm}^2}{\text{m}^2}}{29,27 \frac{\text{kgf} \cdot \text{m}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \circ 293 \text{ K}} \cdot 60 \text{ min/h} \cdot 0,85 = 61,4 \text{ kg de aire/h}$$

Condensados.

$$C_3 = 11,76 - 3,27 = 8,49 \text{ g/kg de aire}$$

$$C^\circ_3 = 8,49 \text{ g/kg de aire} \cdot 61,4 \text{ kg de aire/h} = 521,3 \text{ g. de agua/h}$$

Separados:

$$L^\circ_3 = \frac{C \cdot E}{100} = \frac{521,3 \cdot 80}{100} = 417 \text{ g.de agua/h}$$

$$L_3 = \frac{C \cdot E}{100} = \frac{8,49 \cdot 80}{100} = 6,79 \text{ g.de agua/kg}$$

Punto 4. Entrada al depósito

$$h_{s4} = 3,27 \text{ g/kg.}$$

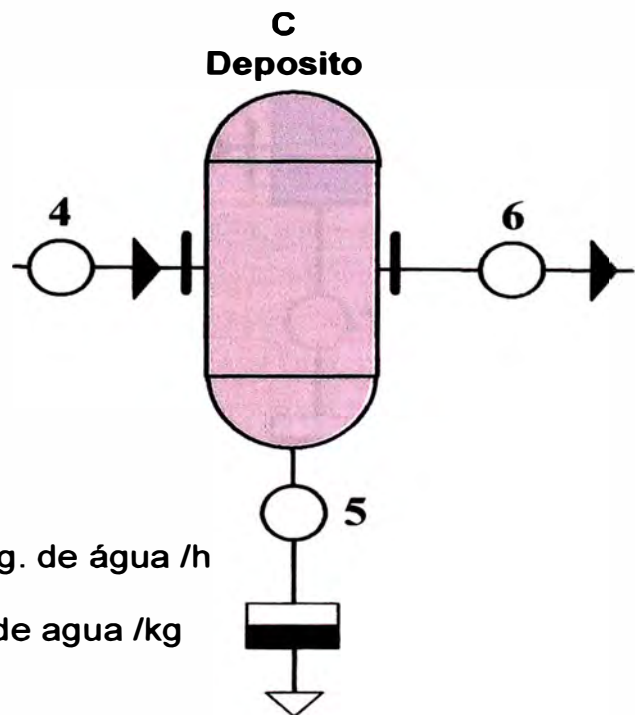
$$h_{ab4} = 3,27 \text{ g/kg.}$$

$$h_{r4} = 100 \%$$

Arrastres líquidos:

$$A^\circ_4 = 521,3 - 417 = 104,3 \text{ g. de agua/h}$$

$$A_4 = 8,49 - 6,79 = 1,7 \text{ g. de agua/kg}$$



Determinación de los puntos de rocío: (3,27 + 1,7 = 4,97 g. de agua/kg)

$$0.00497 = 0,622 \frac{P_{v.a}}{760 - P_{v.a}}$$

$$P_{v.a} = 6,024 \text{ mm de Hg.} \quad \text{PRA}_4 = 4 \text{ }^\circ\text{C.}$$

$$0.00497 = 0,622 \frac{P_{v.a}}{6080 - P_{v.a}}$$

$$P_{v.a} = 48,196 \text{ mm de Hg.} \quad \text{PRP}_4 = 37,5 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Punto 5. Salida de condensados del depósito

Separados:

$$L'_5 = \frac{C^\circ \cdot E}{100} = \frac{104,3 \cdot 50}{100} = 52,15 \text{ g. de agua / h}$$

$$L_5 = \frac{C \cdot E}{100} = \frac{1,7 \cdot 50}{100} = 0,85 \text{ g. de agua / kg}$$

Punto 6. Entrada al separador

$$h_{s6} = 3,27 \text{ g/kg.}$$

$$h_{ab6} = 3,27 \text{ g/kg.}$$

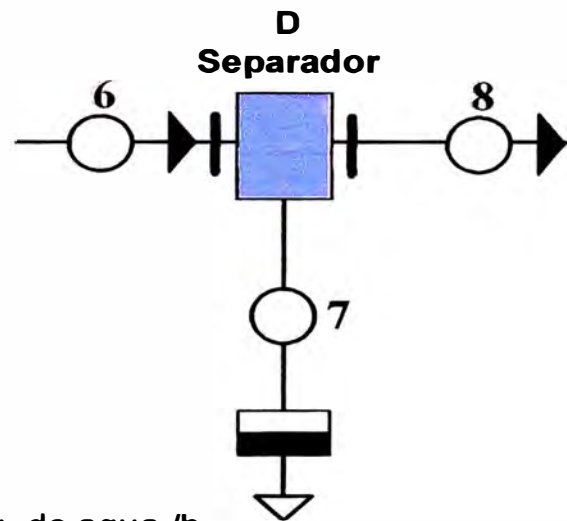
$$h_{r6} = 100 \%$$

Arrastres líquidos:

$$A^\circ_6 = 104,3 - 52,15 = 52,15 \text{ g. de agua / h}$$

$$A_6 = 1,7 - 0,85 = 0,85 \text{ g. de agua / kg}$$

Determinación de los puntos de rocío: (3,27 + 0,85 = 4,12 g. de agua/kg)



$$0.00412 = 0,622 \frac{P_{v.a}}{760 - P_{v.a}}$$

$$P_{v.a} = 5 \text{ mm de Hg.} \quad PRA_6 = 1 \text{ }^\circ\text{C.}$$

$$0.00412 = 0,622 \frac{P_{v.a}}{6080 - P_{v.a}}$$

$$P_{v.a} = 40 \text{ mm de Hg.} \quad PRP_6 = 34 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Punto 7. Salida de condensados del separador

En el separador todos los arrastres son separados

$$L^\circ_7 = 52 \text{ g. de agua/h}$$

$$L_7 = 0,85 \text{ g de agua/kg}$$

Punto 8 Entrada al secador

$$h_{s8} = 3,27 \text{ g/kg.}$$

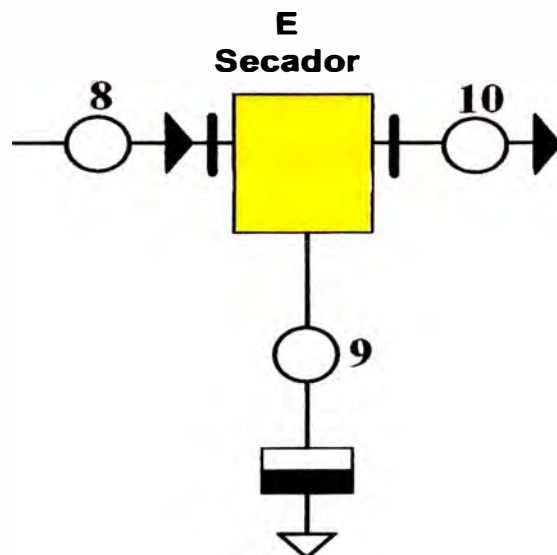
$$h_{ab8} = 3,27 \text{ g/kg.}$$

$$h_{r8} = 100 \%$$

$$A^\circ_8 = 0$$

$$A_8 = 0$$

Determinación de los puntos
de rocío (3,27 g. de agua/kg)



$$0.00327 = 0,622 \frac{P_{v.a}}{760 - P_{v.a}}$$

$$P_{v.a} = 3,97 \text{ mm de Hg.} \quad \text{PRA}_8 = -1,5 \text{ }^\circ\text{C.}$$

$$0.00327 = 0,622 \frac{P_{v.a}}{6080 - P_{v.a}}$$

$$P_{v.a} = 31,8 \text{ mm de Hg.} \quad \text{PRP}_8 = 30 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Punto 9. Salida de condensados del secador frigorífico

Salida del secador

$$\text{PRP} = 2 \text{ }^\circ\text{C} \text{ ----- } P_{v.a} = 5,294 \text{ mm de Hg.}$$

$$P_{10} = 8 \cdot 760 \text{ mm de Hg.} = 6\,080 \text{ mm de Hg.}$$

$$h_{ab10} = 0,542 \text{ g/kg.}$$

Flujo de aire = 61,4 kg de aire/h:

Condensados.

$$C_9 = 3,27 - 0,542 = 2,728 \text{ g/kg de aire}$$

$$C^\circ_9 = 2,728 \text{ g/kg de aire. } 61,4 \text{ kg de aire/h} = 167,5 \text{ g. de agua /h}$$

Separados:

$$L_9 = \frac{C_9 \cdot E}{100} = \frac{2,728 \cdot 100}{100} = 2,728 \text{ g. de agua / kg}$$

$$L^\circ_9 = \frac{C^\circ_9 \cdot E}{100} = \frac{167,5 \cdot 100}{100} = 167,5 \text{ g. de agua / kg}$$

Punto 10. Salida de aire comprimido del secador frigorífico

$$\text{PRP} = 2 \text{ }^\circ\text{C} \text{ ----- } h_{ab10} = 0,542 \text{ g/kg.}$$

Humedad de saturación a 25°C y 8 bar de presión

$$\text{A } 25 \text{ °C} \text{ ----- } P_{v.a} = 23,756 \text{ mm de Hg.}$$

$$P_{10} = 8 \cdot 760 \text{ mm de Hg.} = 6\,080 \text{ mm de Hg.}$$

$$h_{s10} = 2,44 \text{ g/kg.}$$

$$h_{r10} = (0,542/2,44) \times 100 = 22,2 \%$$

$$A_{10} = 0$$

Determinación del punto de rocío: (0,542 g. de agua/kg)

$$0.000542 = 0,622 \frac{P_{v.a}}{760 - P_{v.a}}$$

$$P_{v.a} = 0,662 \text{ mm de Hg.} \quad PRA_{10} = -21,5 \text{ °C.}$$

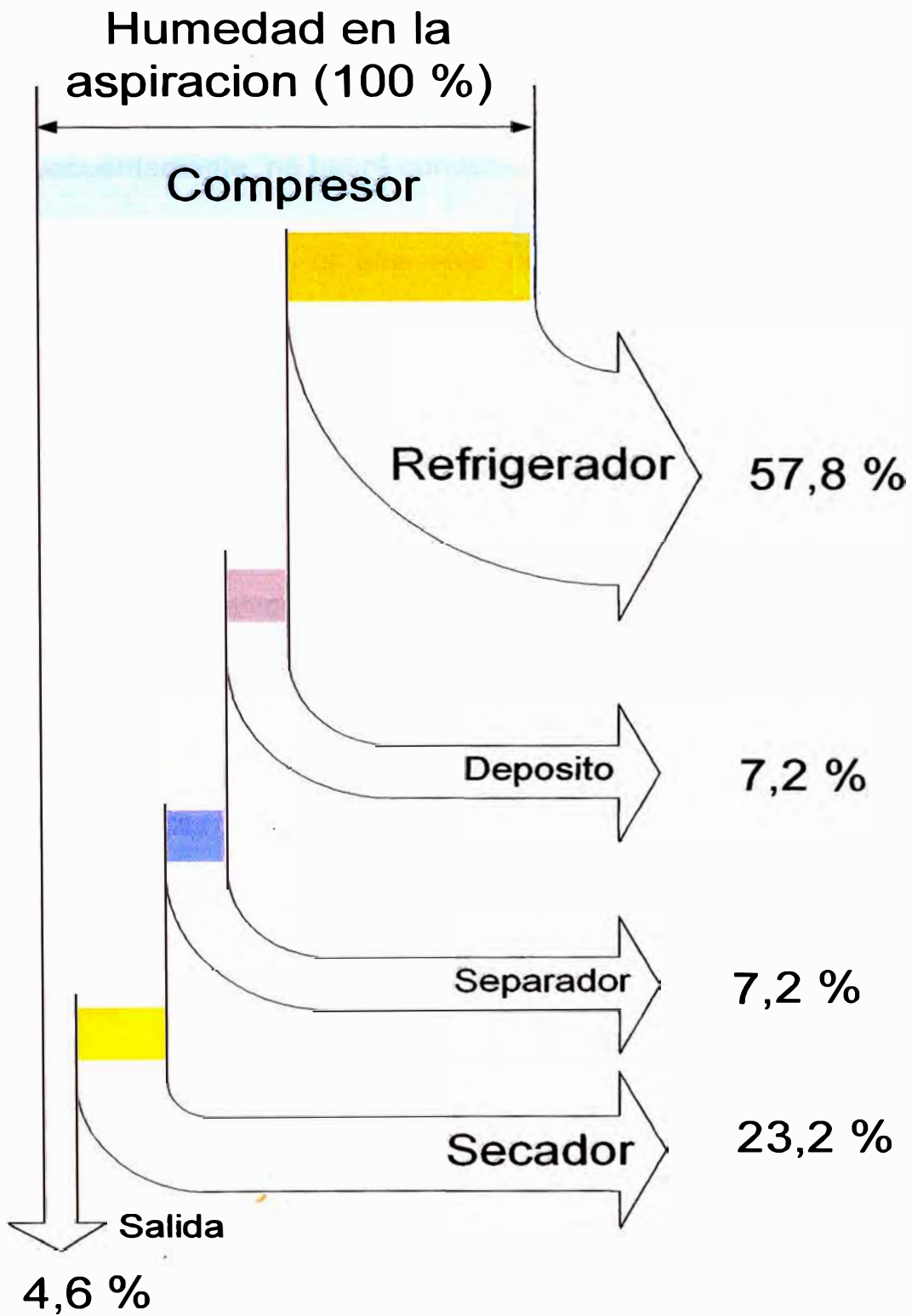


Fig. 3.40 Diagrama de Sankey - humedad separada

3.2.3 Deshumidificación

El aire atmosférico que va a ser comprimido no podrá saturarse en las cámaras de compresión por estar estas a temperaturas altas y, consecuentemente, no habrá condensación durante el proceso.

Por otro lado, como el aire sale del compresor a una presión constante, podemos decir que la humedad del aire es consecuente con la variación de la temperatura.

La temperatura del aire que sale del compresor oscila entre 125 °C y 180 °C para compresores de pistón y de unos 70 °C – 80 °C para compresores rotativos, produciéndose una transferencia de calor con el medio ambiente hasta lograr el equilibrio térmico.

Al enfriarse el aire comprimido se producen condensaciones en forma de gotas que son arrastradas por el flujo de aire hacia los puestos de trabajo. Por tal motivo, el aire comprimido debe secarse hasta un punto de rocío que sea inferior a la temperatura del medio ambiente.

Problemas que causan las condensaciones de vapores de agua y aceite:

- Corrosión en las tuberías.

- Errores en equipos de control.

- Disminución del efecto lubricador del aceite.

- Fallas en los equipos neumáticos.

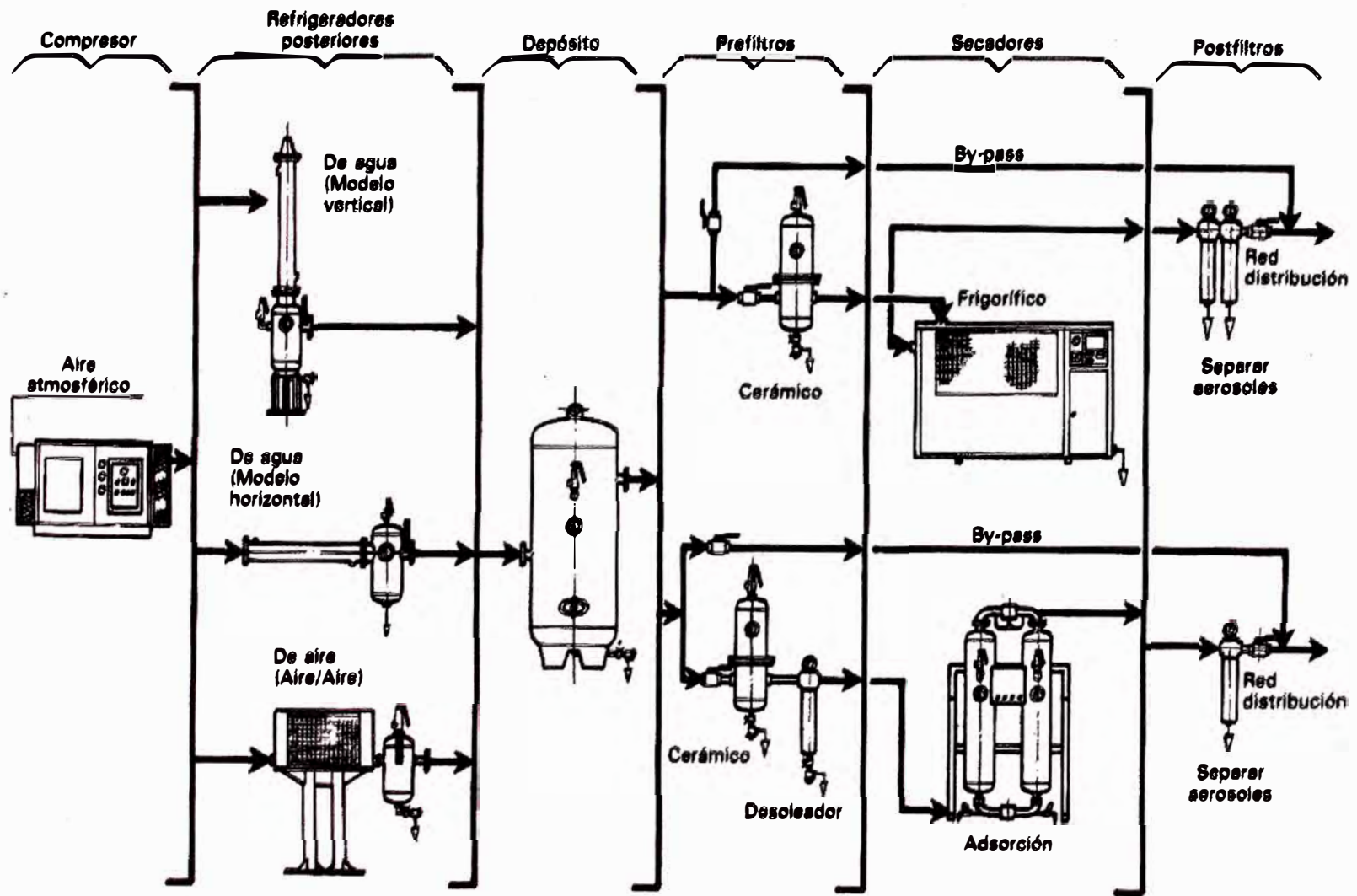


Fig. 3.41 Instalación de secado del aire comprimido

Etapas del tratamiento del aire comprimido

- a) A la salida del compresor
- b) En las redes de distribución
- c) En los puestos de trabajo

a) A la salida del compresor

Refrigerador posterior enfriado por agua

Se ubica inmediatamente después del compresor y tiene las siguientes características:

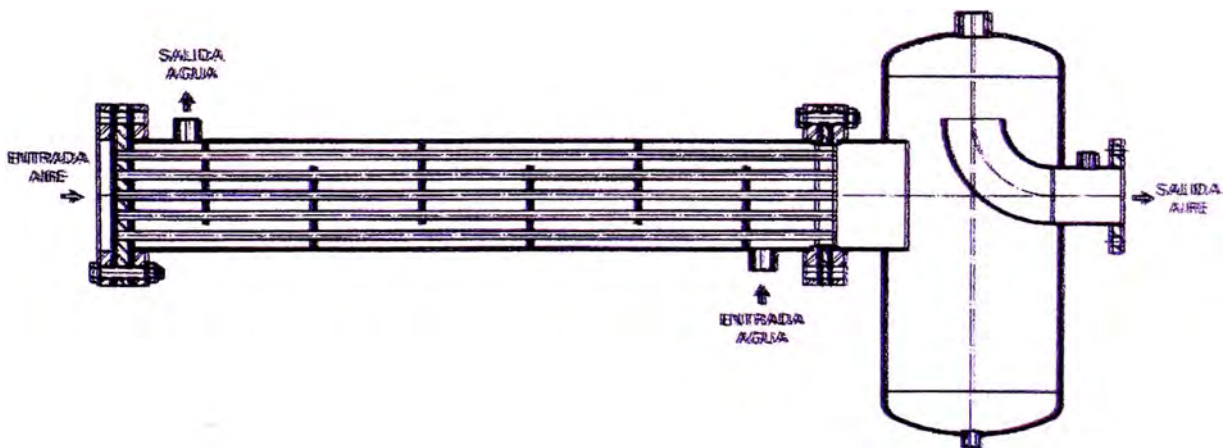
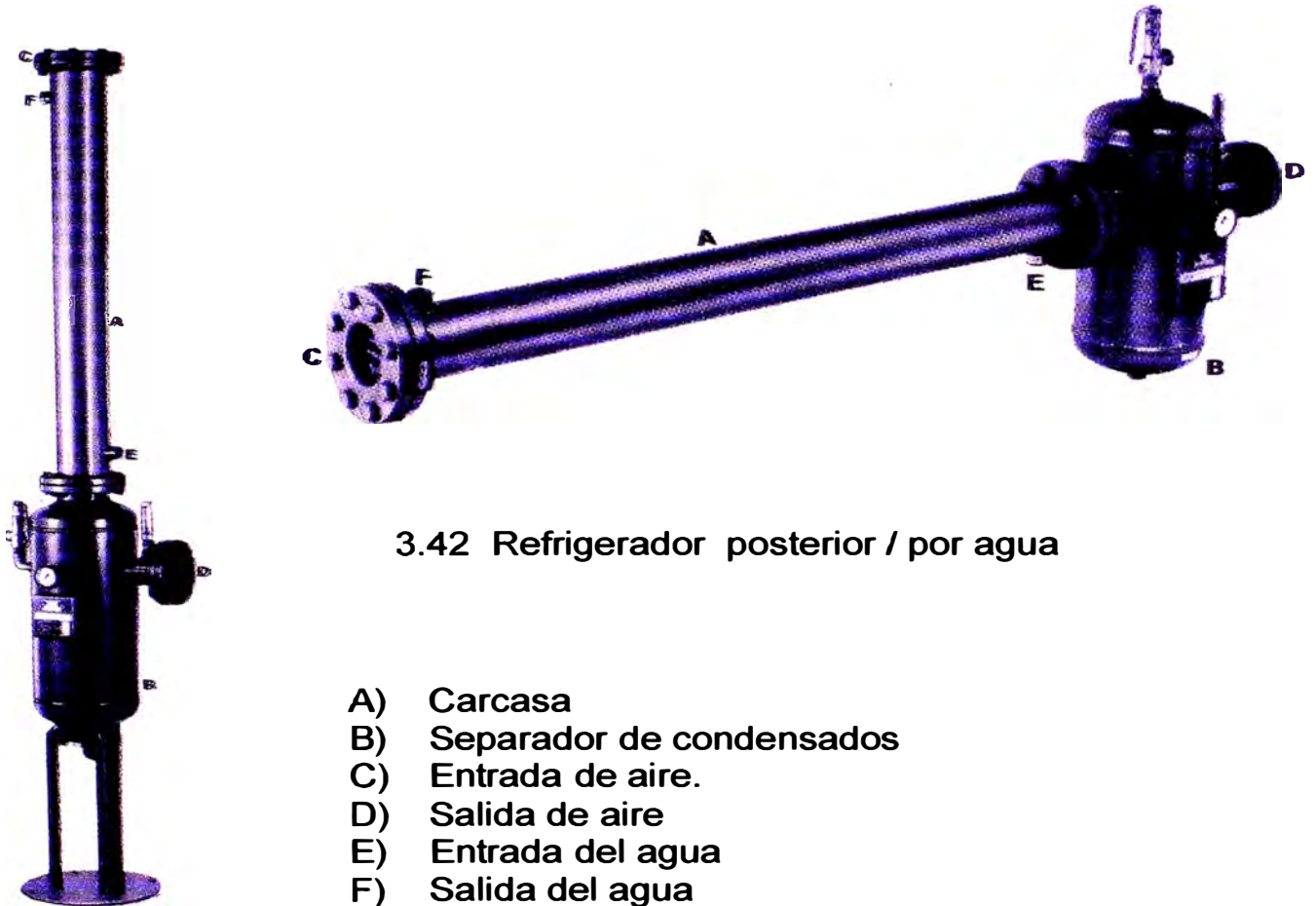
- Separa entre el 50 a 80% de toda la humedad que aspira el compresor.
- Reduce la temperatura del aire hasta unos 25 °C.
- Es un intercambiador de calor en contraflujo.
- La eficacia de un refrigerador es:

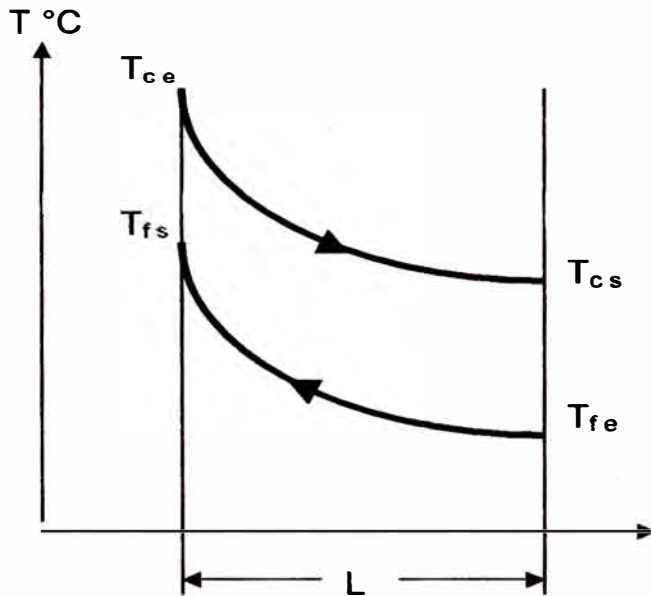
Δt = Temperatura de salida del aire – temperatura de entrada del Agua.

$\Delta t < 10$ °C, para un buen rendimiento.

- El agua de refrigeración debe ser lo mas fría posible.
- Es preferible que el agua sea blanda y pueda ser recuperada.
- No es necesario un mantenimiento especial, pero hay que controlar la separación de los condensados, ya sea con una purga manual (cada 2 o 3 horas) o purga automática.
- Cuando el compresor para, el circuito del agua de refrigeración es controlado manualmente o mediante un mando electro neumático.

De acuerdo a la disponibilidad de espacio puede ser montado en posición horizontal o vertical.





$$\dot{q} = U \cdot A \cdot \Delta t_{mlog} \quad (3.28)$$

\dot{q} = Flujo de calor

U = Coef. Global de transf.

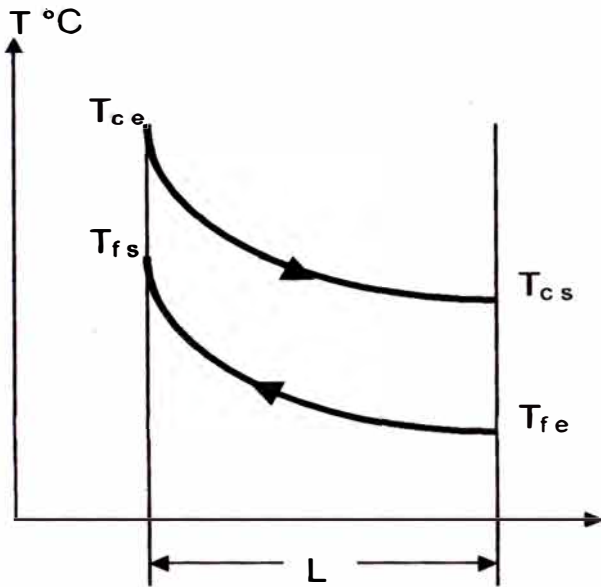
A = Area considerada

$\Delta t_{mlog} = DTML$

Refrigerador posterior enfriado por aire

Características:

- Aprovecha el aire ambiente como medio refrigerante.
- Se usa cuando no es factible una refrigeración por agua.
- Es un intercambiador de calor de flujo cruzado y de tiro forzado.
- Su mejor rendimiento se obtiene cuando la temperatura ambiente se acerque a los 15°C y una humedad relativa entre el 50% y 70%.
- El mantenimiento consiste en una limpieza periódica del área de transferencia de calor.



3.4.3 Refrigerador posterior/por aire

$$\dot{q} = f_c \cdot U \cdot A \cdot \Delta t_{mlog} \quad (3.29)$$

\dot{q} = Flujo de calor

f_c = Factor de correccion

U = Coef. global de transf.

A = Area considerada

Δt_{mlog} = DTML

Datos para seleccionar un refrigerador posterior:

- Caudal en condiciones normales.
- Presión absoluta de trabajo.
- Temperatura del aire a la entrada del refrigerador.
- Temperatura del aire a la salida del refrigerador.
- Temperatura de entrada del agua de refrigeración.
- Perdida de carga admisible.

Secadores

Características:

Reducen el contenido de vapor de agua que lleva el aire comprimido.

Bajan el punto de rocío, evitando una posterior condensación.

Necesitan una temperatura del aire en la admisión de 25°C a 30°C.

Es necesario colocar prefiltros, para eliminar impurezas y el aceite arrastrado en fase líquida, y postfiltros para eliminar aerosoles o vapores de aceite.

Montaje después del depósito acumulador.

Es necesario realizar un by-pass entre la entrada del aire y la salida.

La temperatura del ambiente donde se instale no debe superar los 30°C ni ser inferior a 10°C.

Ventajas

Los costos de mantenimiento se reducen a un 25%.

La amortización es un 5-10% de los costos totales de la generación.

El costo de instalación de la red se reduce a un 30%.

Punto de rocío constante, independiente de la carga.

Secador frigorífico

Características:

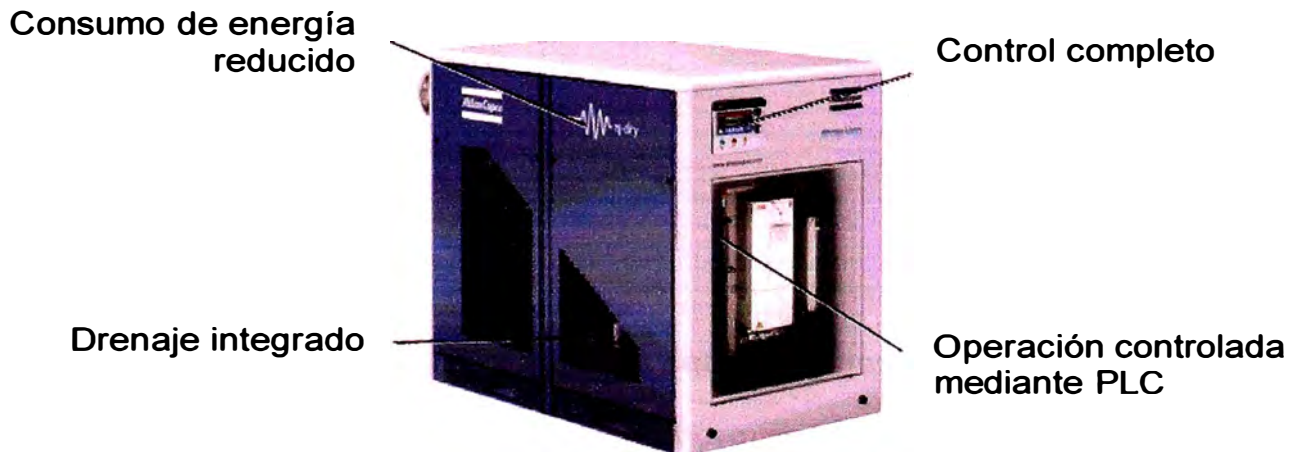
Reduce la humedad del aire, hasta conseguir un PRP de + 2°C Y +3°C.

Bajo consumo de energía.

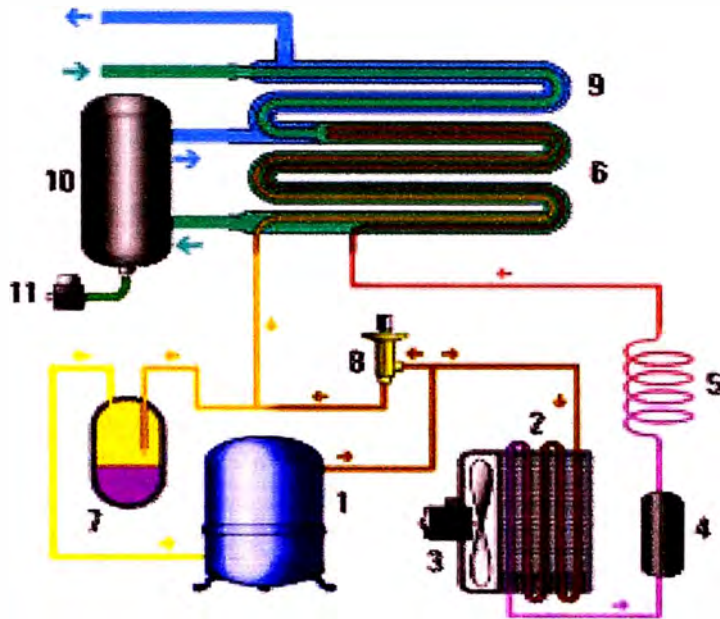
Utilizan el refrigerante R-12 o R-22

Debe tener un prefiltro cerámico con purga automática y postfiltros que reduzcan las partículas sólidas y los aerosoles.

El tamaño del secador y el consumo de energía, son inversamente proporcionales al punto de rocío que se desea alcanzar.



3.44 Secador frigorífico



3.45 Esquema de funcionamiento

| | |
|--|---|
| 1. Compresor de refrigerante | 8. Derivación de gas caliente |
| 2. Condensador | 9. Intercambiador de calor aire/aire |
| 3. Ventilador de condensador | 10. Separador de agua |
| 4. Filtro capilar | 11. Purgador automático de agua |
| 5. Tubo capilar | 12. Presostato de control de ventilador |
| 6. Intercambiador de calor refrigerante/aire | 13. Presostato máx. presión |
| 7. Separador de refrigerante | |

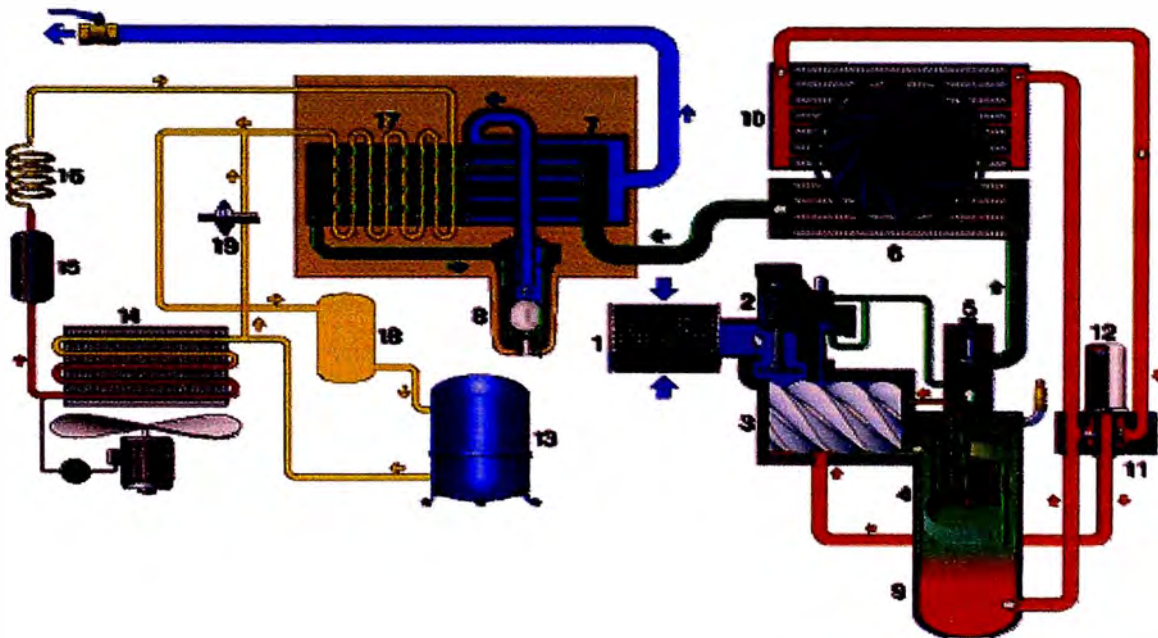
Datos para seleccionar un secador frigorífico:

- Caudal en condiciones normales.
- Presión del aire comprimido a la entrada.
- Temperatura ambiente (enfriados por aire) o del agua (enfriados por agua).
- Punto de rocío a la presión de servicio (PRP).

Para condiciones nominales de servicio distintas a las del fabricante, habrá que determinar los factores de corrección correspondientes.

Unidades compactas

Son equipos que juntan un refrigerador posterior y un secador frigorífico en un solo bloque, integrando los procesos de refrigeración, separación de condensados y secado del aire.



3.46 Esquema de funcionamiento

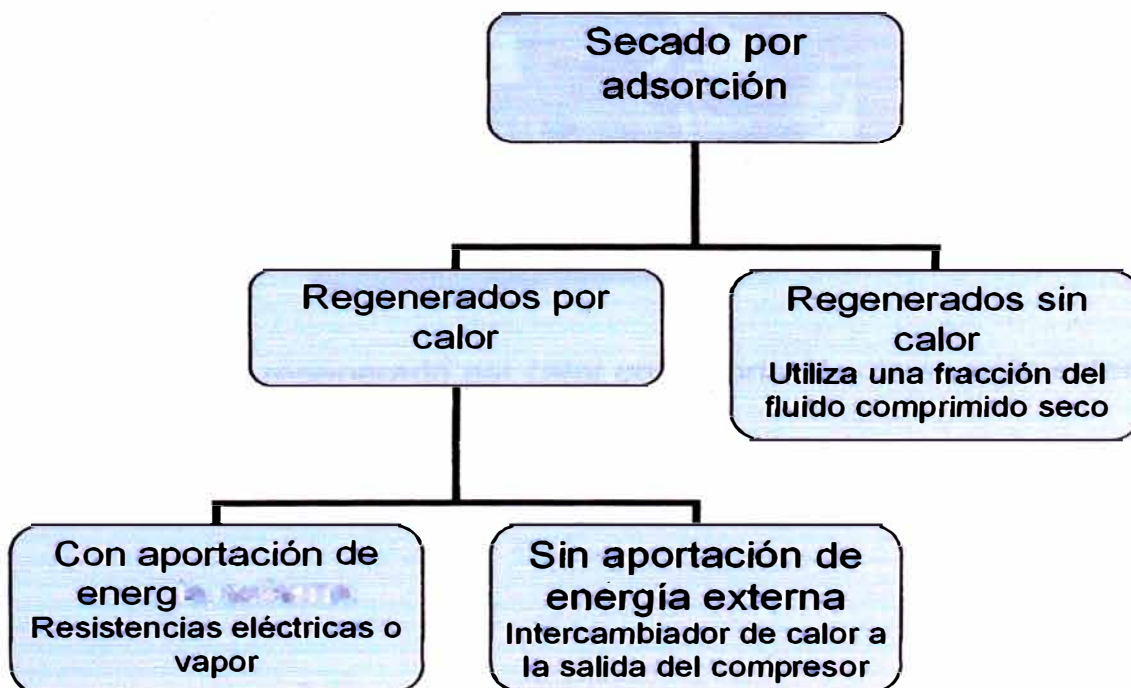
| Circuito de aire | Circuito de aceite | Circuito de refrigeración |
|--------------------------------------|--|--|
| 1. Filtro de aspiración de aire | 9. Cárter de aceite | 13. Compresor de refrigerante |
| 2. Válvula de entrada de aire | 10. Refrigerador de aceite | 14. Condensador |
| 3. Elemento de compresión | 11. Válvula de derivación termostática | 15. Secador/filtro de refrigerante líquido |
| 4. Elemento separador de aceite | 12. Filtro de aceite | 16. Tubo capilar |
| 5. Válvula de presión mínima | | 17. Evaporador |
| 6. Refrigerador posterior | | 18. Acumulador |
| 7. Intercambiador de calor aire/aire | | 19. Válvula de derivación de gas caliente |
| 8. Separador de agua con purgador | | |

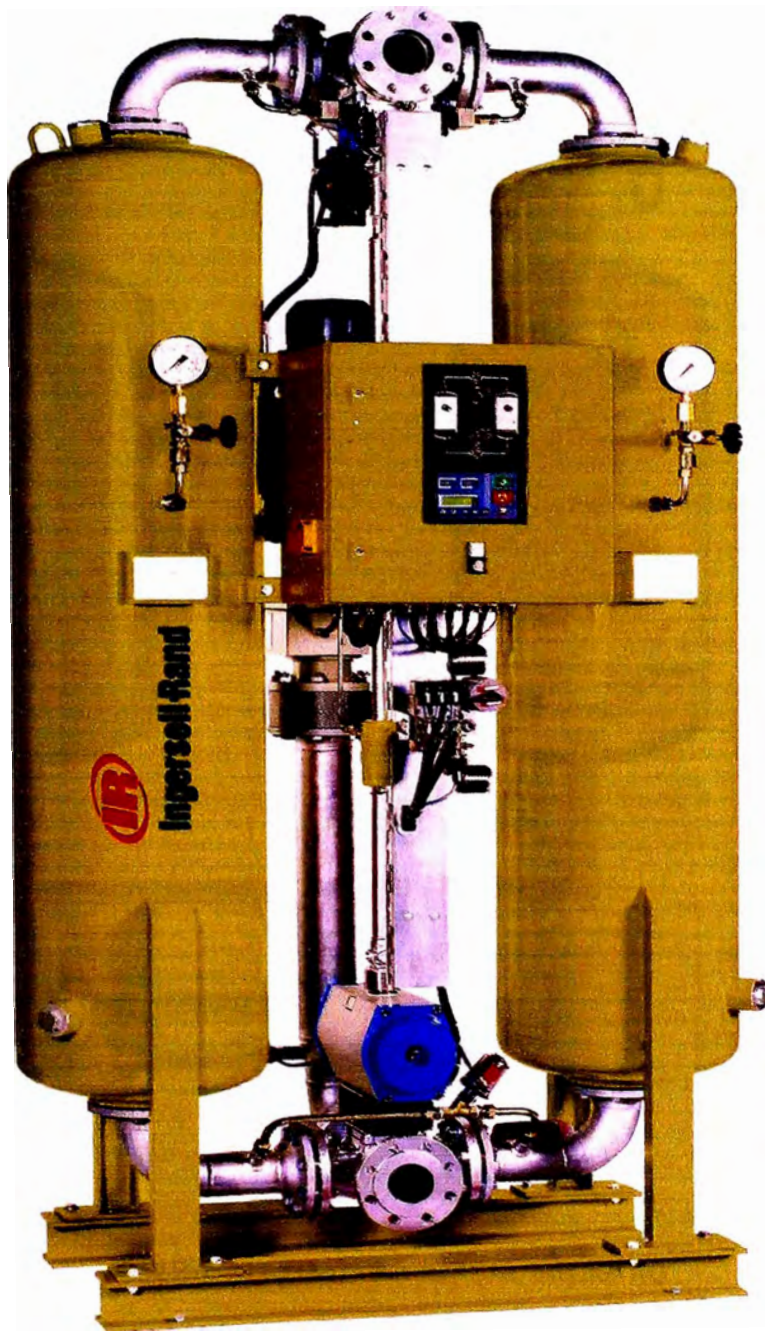
Secador de adsorción

Características:

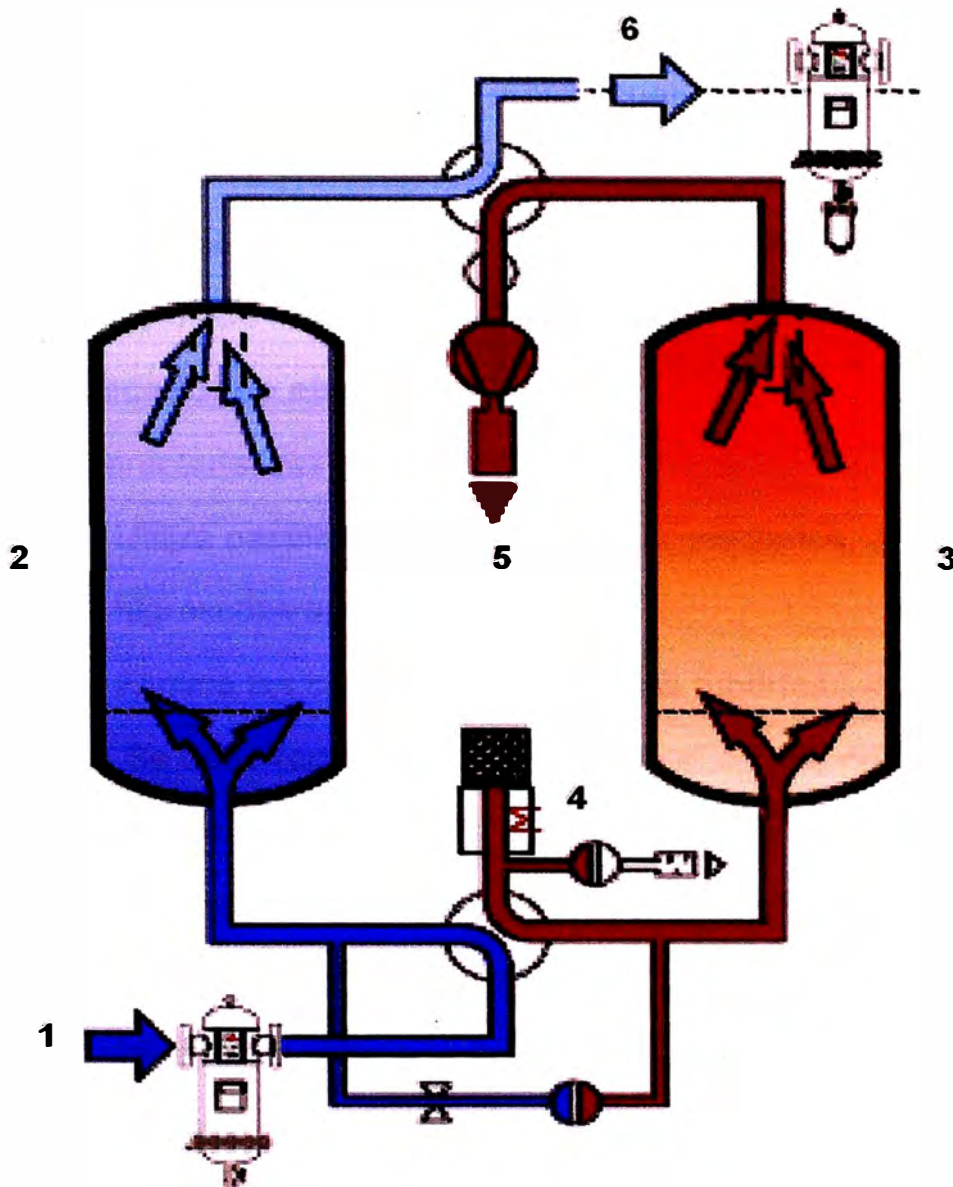
- Reduce la humedad del aire, hasta conseguir un PRP de -20°C y -80°C .
- Secado por medio de un adsorbente sólido de naturaleza regenerable (gel de sílice, alumina activada o tamiz molecular)
- Esta constituido por dos torres gemelas que funcionan en una alternancia cíclica de secado y regeneración.
- Debe tener un prefiltro cerámico con purga automática y un desoleador para evitar la coquificación del adsorbente.
- Para un buen rendimiento de los adsorbentes la temperatura de entrada del aire comprimido debe ser inferior a los 30°C – 35°C .

Fig. 3.47 Clasificación de los sistemas de secado por adsorción





3.48 Secador regenerado por calor con aportación de energía externa,



3.49 Esquema de funcionamiento

- | | |
|--------------------------|-----------------------------|
| 1. Entrada de aire | 4. Resistencias eléctricas. |
| 2. Torre de adsorción | 5. Escape de aire |
| 3. Torre de regeneración | 6. Salida de aire seco |

b) En las redes de distribución:

Es el tratamiento que se realiza cuando no se necesita de un aire comprimido completamente seco, bastando con un acondicionamiento eficaz para tener la calidad requerida en los puestos de trabajo.

Secador de absorción

Características:

- Utiliza pastillas desecantes y deliquescentes, altamente higroscópicas.
- Elimina las condensaciones en las tuberías.
- Se debe reponer periódicamente el agente deshidratante (cloruro de calcio, dietileno-glicol, glicerina, ácidos sulfúrico y fosfórico).
- El producto químico puede ser arrastrado hasta las conducciones.
- A temperaturas mayores de 30°C, las pastillas se ablandan y se pegan, generando una caída de presión.
- El punto de rocío que se alcanza depende de la temperatura del aire de entrada.

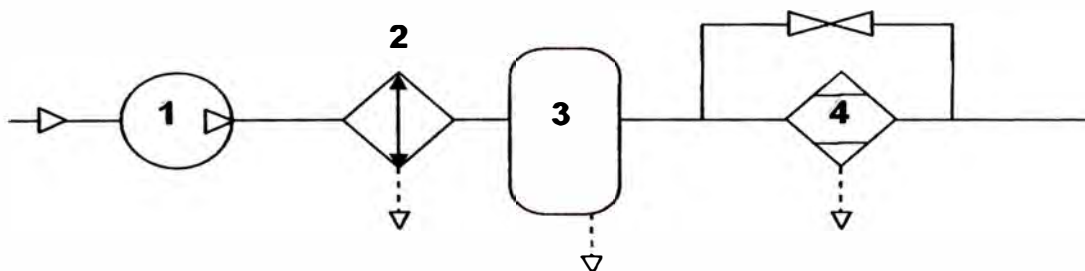


Fig. 3.50 Ubicación del secador por absorción

- | | |
|----------------------------------|--------------------------------|
| 1 Compresor | 3 Deposito |
| 2 Refrigerador posterior. | 4 Secador por absorción |

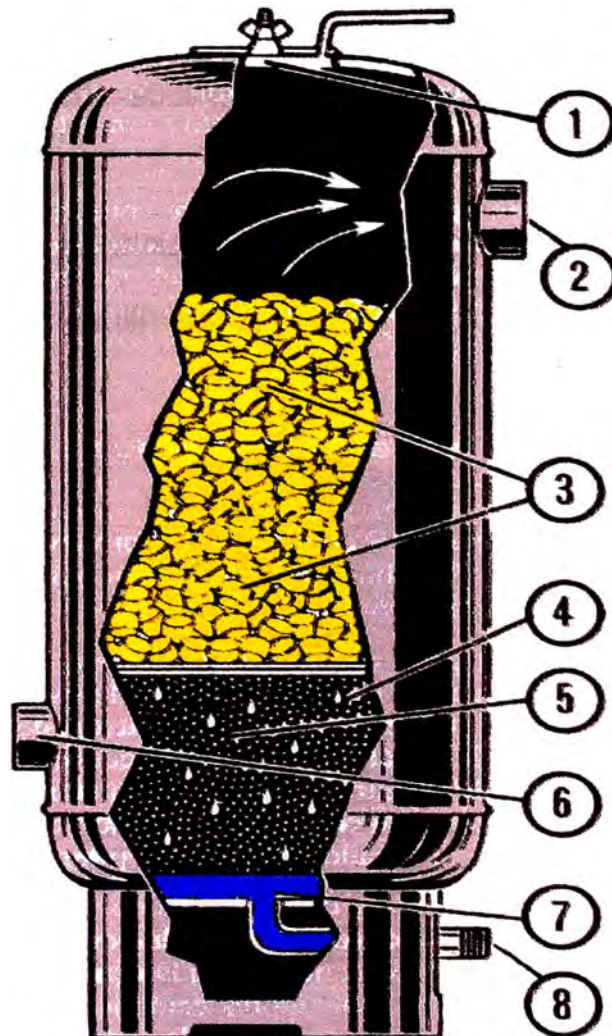


Fig. 3.51 Secador por absorción

- | | |
|-----------------------------|-------------------------------|
| 1. Carga del desecante. | 5. Separación mecánica. |
| 2. Salida del aire tratado. | 6. Entrada del aire saturado. |
| 3. Pastillas desecantes. | 7. Líquido separado. |
| 4. Presecado. | 8. Purga manual o automática. |

Filtro separador cerámico

Características:

Elimina un 70%-80% del vapor de agua y aceite contenidos en el aire.

Se instala a continuación del depósito de aire.

Su duración es ilimitada.

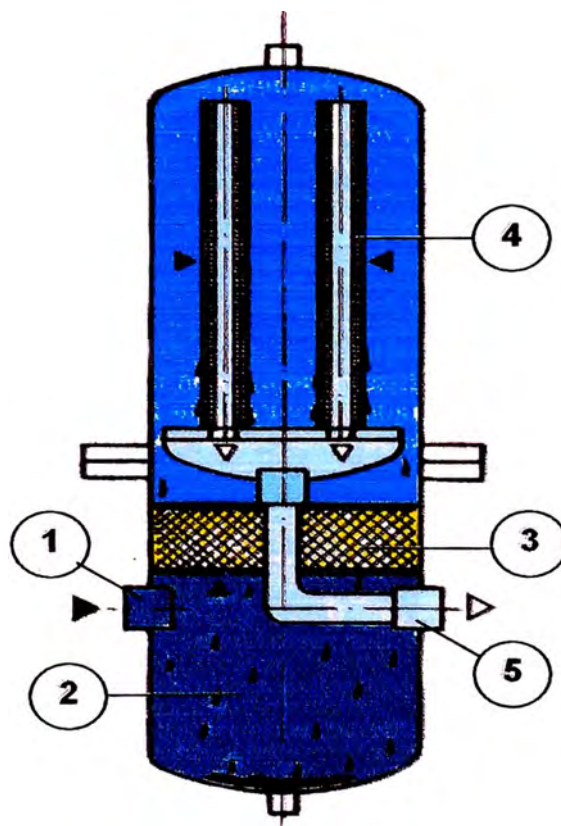


Fig. 3.52 Esquema de funcionamiento

- | | |
|------------------------------|-----------------------------|
| 1. Entrada de aire saturado. | 4. Bujías cerámicas. |
| 2. Separador por gravedad. | 5. Salida de aire filtrado. |
| 3. Malla filtrante. | |

Separador Ciclónico

Características:

- Separación de condensados a un costo económico.
- Utiliza el efecto centrífugo, por lo cual, una disminución de la velocidad afecta el rendimiento del separador.
- Debe ubicarse a 6m o 8m del depósito.

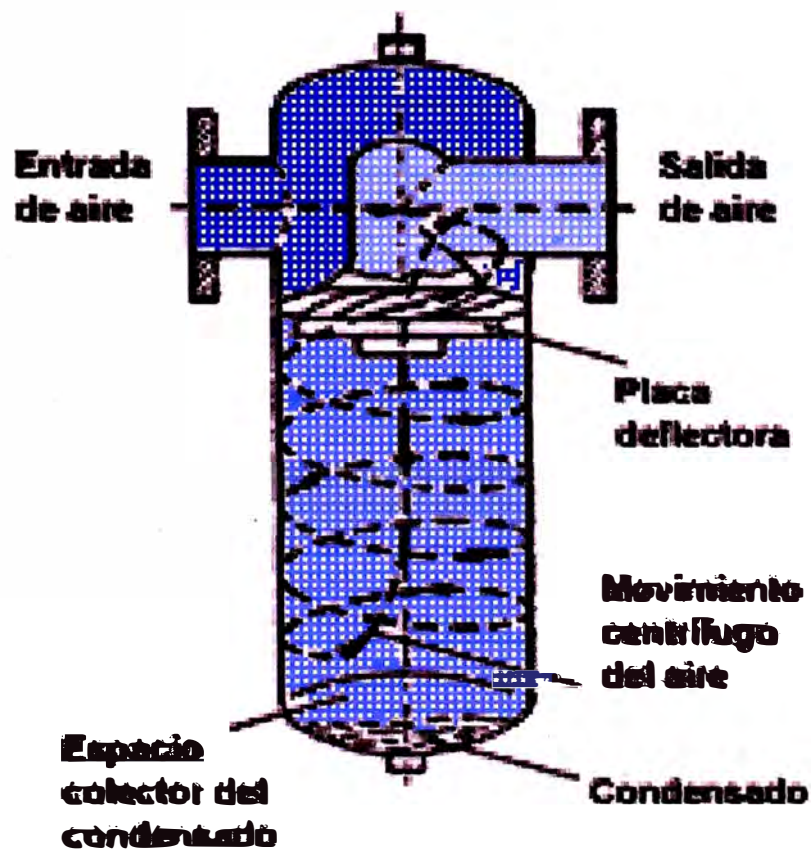


Fig. 3.53 Separador ciclónico vertical

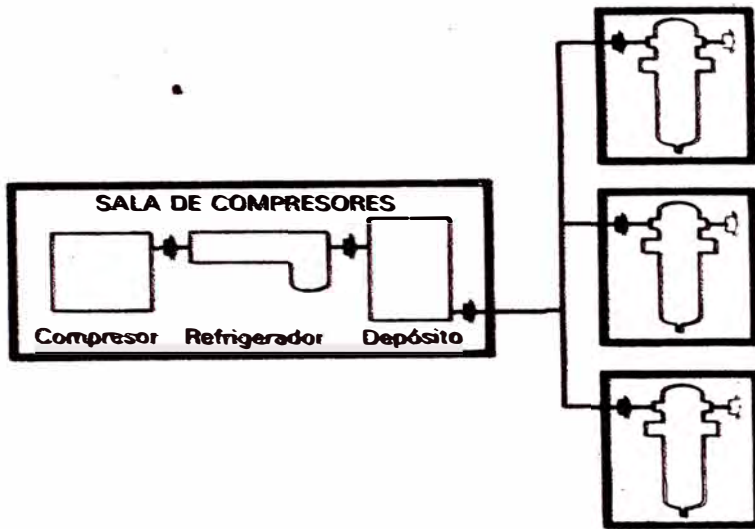


Fig. 3.54 Montaje de separadores en líneas secundarias

Filtro Desoleador

Características:

- Retiene los vapores de aceite.
- Protege a los secadores de adsorción.
- Evita la contaminación del aceite de lubricación con el aceite proveniente del compresor.
- Son necesarios en la protección de los instrumentos de control u otras aplicaciones donde el aceite represente un riesgo.
- La temperatura de entrada del aire debe ser menor que 40°C

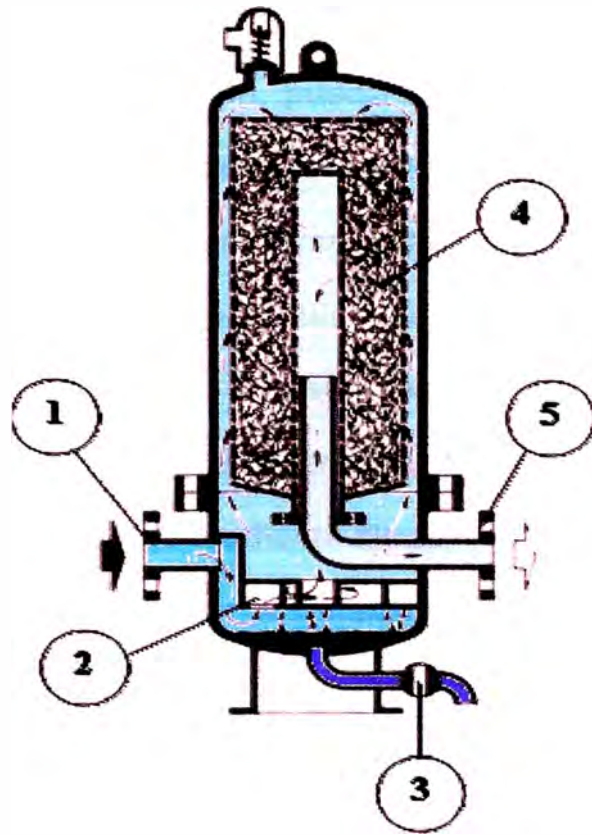


Fig. 3.55 Esquema de funcionamiento

1. Entrada de aire.
2. Separador ciclónico.
3. Purga manual o automática.
4. Carga adsorbente.
5. Salida del aire filtrado.

c) En los puestos de trabajo

Se debe considerar los siguientes aspectos:

- a) Después del tratamiento a la salida del compresor y en las redes de distribución, puede ser necesario disponer filtros de aire comprimido delante de los consumidores para eliminar partículas restantes de suciedad, cascarillas de tubos, restos de soldaduras y partículas de óxido. Asimismo, cuando las tuberías están desfavorablemente colocadas, pueden originarse pequeñas cantidades de agua condensada que deben separarse mediante filtros.
- b) El aire generado por la instalación compresora siempre oscilará dentro de un determinado margen. Los cambios de la presión en la red modifican el comportamiento de las válvulas, los cilindros, así como temporizadores. Para procurar que la presión sea constante, independiente de las oscilaciones dentro de la red y de la toma de aire, se dispone detrás del filtro un reductor o regulador de presión.
- c) Por regla general, el aire comprimido generado debería estar seco, es decir, libre de aceites. Para algunos elementos el aire aceitoso es nocivo, para otros, indeseado y para algunos elementos de trabajo, necesario. Al efecto se instalan lubricadores, por medio de los cuales se envía aceite especial al aire comprimido para las partes de la instalación que deban ser lubricadas.

Filtros de aire comprimido

Características.

- Tienen como misión retener las impurezas del aire y separar el agua.
- Se diferencian de acuerdo a su capacidad de retener partículas de un tamaño determinado (porosidad).
- Utiliza la fuerza centrífuga para separar las partículas de suciedad pesadas y las gotas de agua.
- Un cartucho filtrante separa las partículas de suciedad más pequeñas.
- La eficiencia de un filtro viene dada por el factor de Filtración β .

Por ejemplo $\beta_5 = 10000$, tiene una Eficiencia del 99,99%.

- El cambio de cartucho y limpieza deberán efectuarse

Cuando la diferencia de presión sea de 0,4 a 0,6 bar.

- Existen filtros con indicador de color para señalar al Operario cuando hay que cambiar el elemento Filtrante

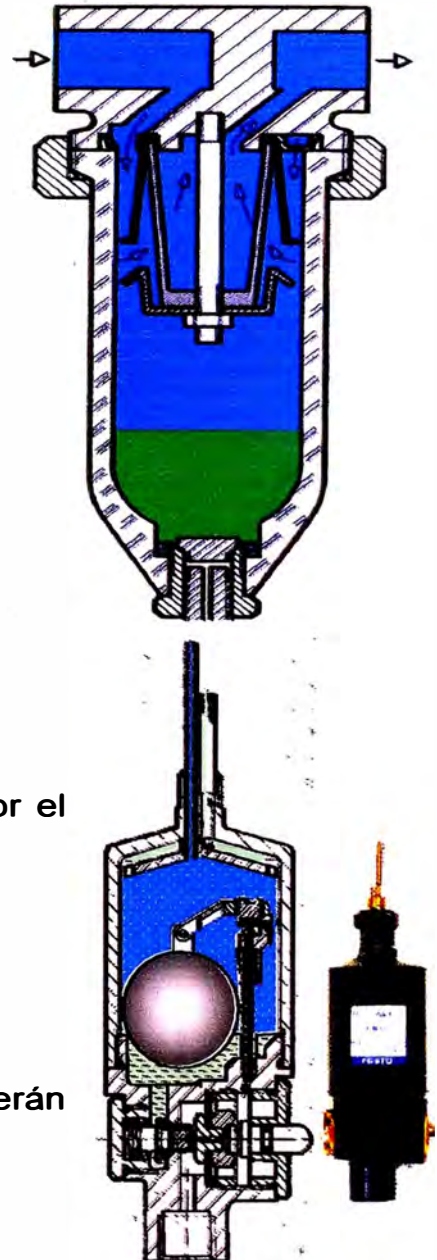


Fig. 3.56 Filtro con separador de agua

- Si continuamente se condensa agua es necesario utilizar una purga automática.

Reguladores de presión

Características:

- Su función es de mantener la presión de salida (secundaria) lo mas constante posible, a pesar de las variaciones en la presión de entrada (primaria).
- Existen reguladores sin y con orificio de escape .Como compromiso rentable y técnicamente razonable entre producción del aire comprimido y rendimiento de los elementos se ha ido realizando en la practica una presión aproximada de 6 bar para la parte de trabajo, de 4 bar para la parte de mando y presión baja (menos de 1,0 bar) para los elementos del campo de baja presión.
- El manómetro debe ser cargado a lo sumo hasta 2/3 del valor final de la escala.

Debe evitarse a que no entre aceite al regulador porque puede originar un hinchamiento de las juntas y membranas.

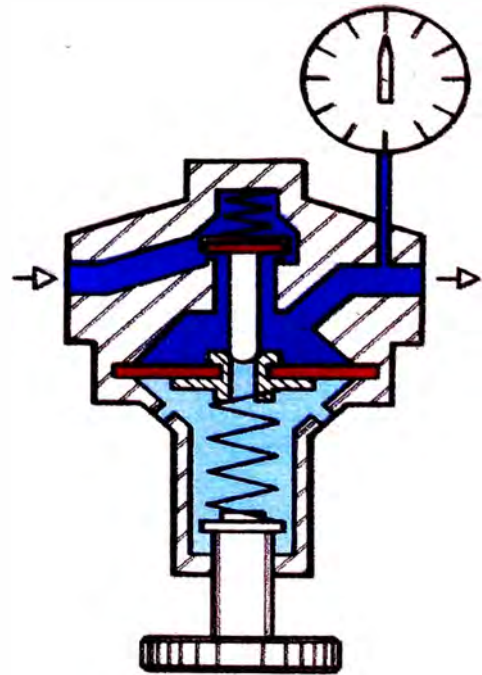


Fig. 3.57
Regulador de presión

Valores característicos según lo cual deben elegirse reguladores:

Presión primaria máxima.

Presión de trabajo máxima (secundaria)

Caudal nominal normal.

Lubricadores de aire comprimido

Características:

Estos elementos deben dotar del engrase necesario a los elementos neumáticos, para prevenir el desgaste prematuro y reducir la fricción.

La caída de presión que se produce al pasar el aire por un Venturi sirve para elevar el aceite desde el depósito hasta la campana de goteo, y desde allí fluye al aire donde se nebuliza.

Es necesario para movimientos rápidos de los actuadores o para cilindros de embolo de gran tamaño (superiores a 125 mm).

De acuerdo a la magnitud "volumen de gota" se dividen los lubricadores en:

Lubricador por niebla, que enriquece el caudal de aire con gotas de aceite de aproximadamente 26 micrones de diámetro y el lubricador por micro niebla, que introduce en la corriente de aire.

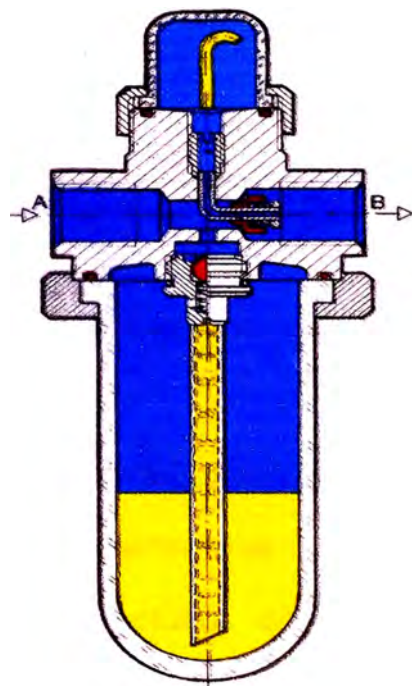


Fig. 3.58 Lubricador

Gotas de 2 a 4 micrones

Existen también los lubricadores de inyección, accionados por una bomba hidráulica miniaturizada.

Para el ajuste se recomienda entre 1 y 10 gotas por m³ de aire.

Con el uso del lubricador se presentan los siguientes problemas:

Perturbaciones de funcionamiento por elementos lubricados excesivamente.

Se contaminan los ambientes de trabajo.

Es difícil ajustar el lubricador.

Se presentan efectos de resignificación después de paros prolongados.

El límite de reacción mediante el cual se debe sobrepasar un caudal de aire mínimo para el transporte de aceite.

La cantidad de aceite se incrementa con el caudal, por lo que los lubricadores deben equiparse con un compensador que garantice una proporción de mezcla constante o incluso decreciente (lubricador proporcional).

Se debe emplear siempre el aceite prescrito, con alta resistencia al Envejecimiento, viscosidad correcta, propiedades anticorrosivas.

Tabla 3.59 Tipos de aceite recomendados por Festo

| Tipo de aceite | Margen de viscosidad cinemática |
|--|---|
| Aceite especial Festo Avia Avilub RSL 10 BP Energol HLP 10 Esso Spinesso 10 Shell Tellus Huile C10 Mobil DTE 21 Blaser Basol 154 | 9 mm ² /s hasta 11 mm ² /s (cSt) Clase ISO VG 10 Según ISO 3448 |

Unidad de mantenimiento

Características:

- Esta unidad se compone de filtro sinterizado con separador de agua, para purificar el aire comprimido de suciedad, oxido y agua condensada.
- El regulador de presión mantiene constante la presión de trabajo, compensando las oscilaciones de la entrada. El lubricador enriquece el aire purificado con una fina niebla de aceite.
- La elección de la unidad esta en función del caudal nominal.
- Todos los aparatos presentan una caída de presión a la salida.

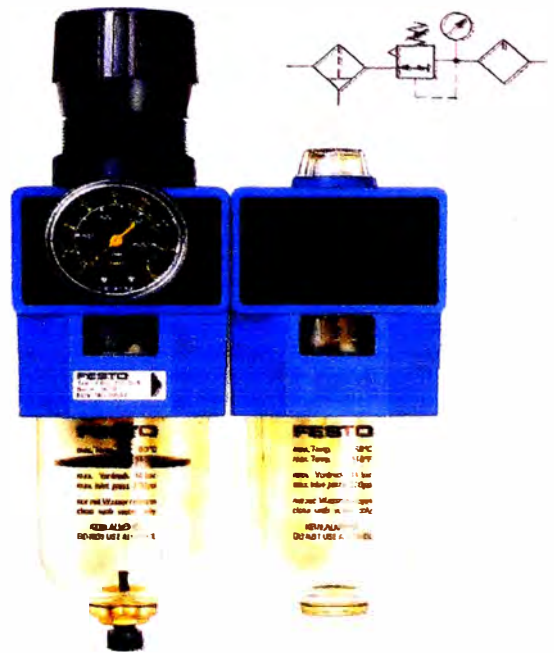


Fig. 3.60 Unidad de mantenimiento

Fig. 3.61 Caída de presión en función del caudal y de la presión de alimentación correspondiente.

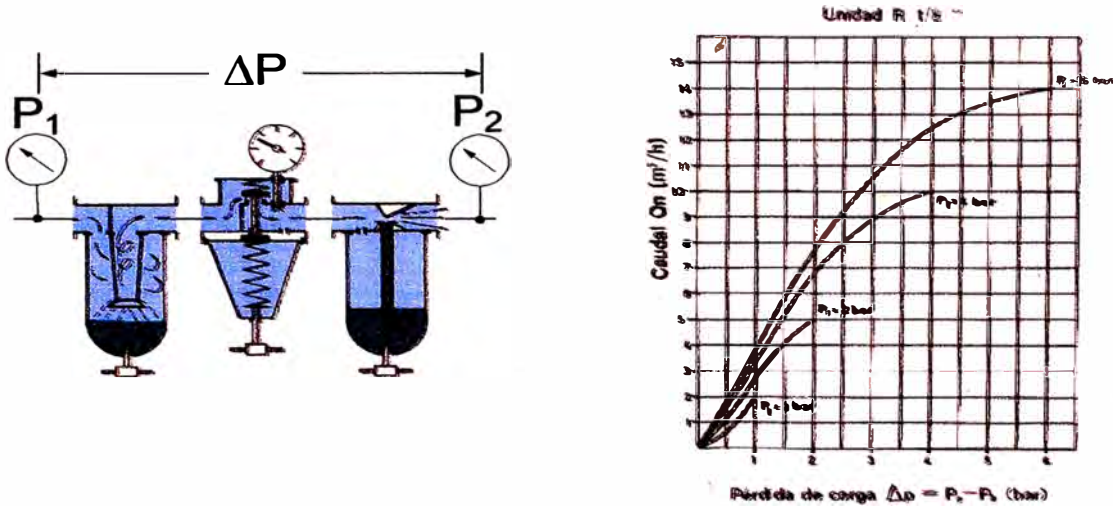
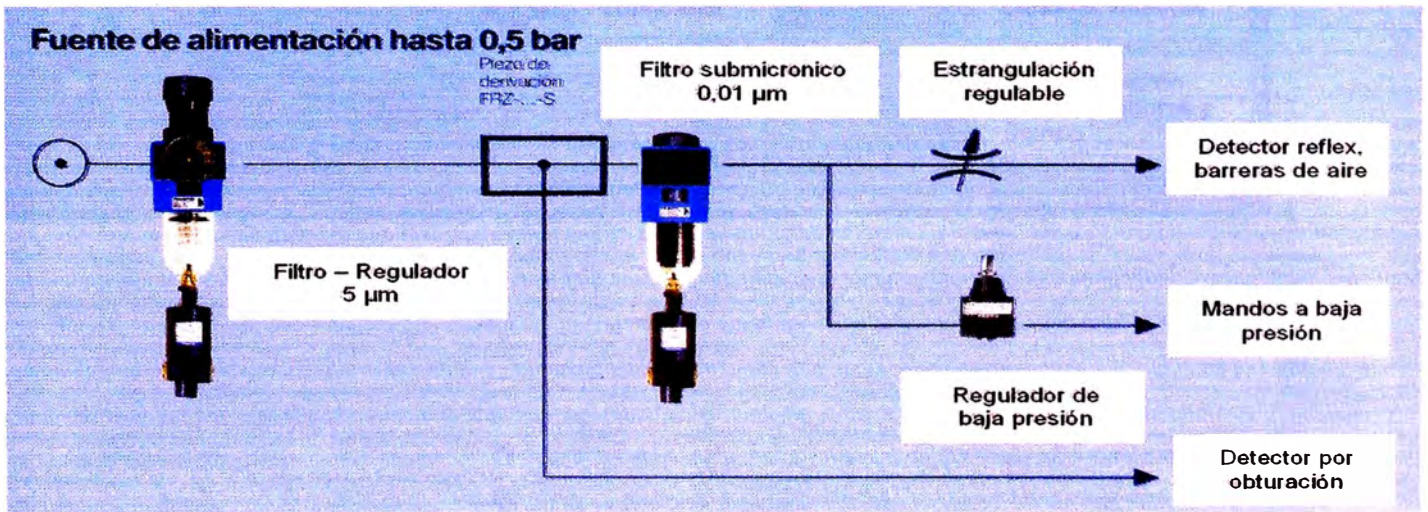


Fig. 3.62 Tratamiento moderno del aire - Aplicaciones (Festo)



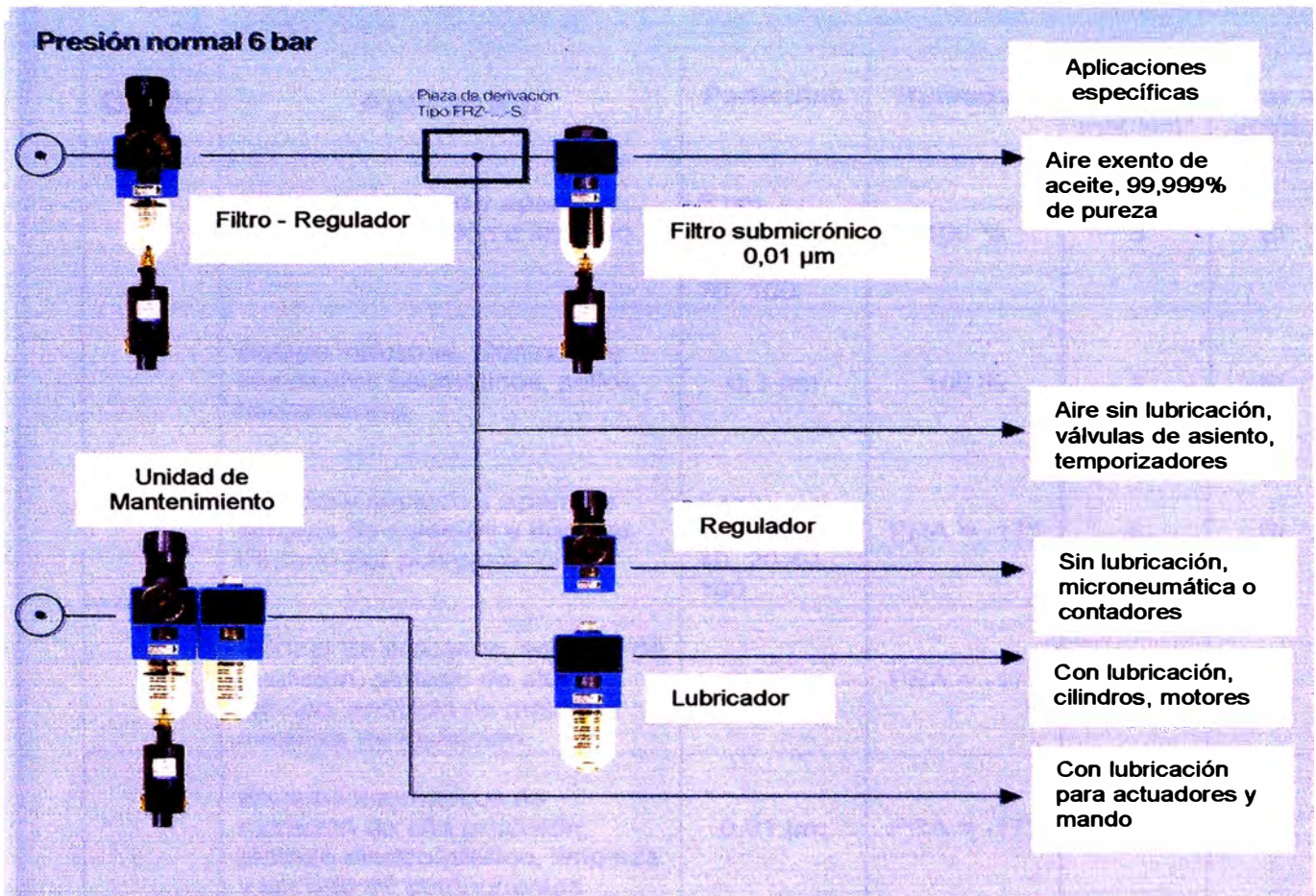


Tabla 3.63 Grados de calidad del aire comprimido

| Grado N° | Aplicación | Partículas | Humedad | Aceite mgf/Nm³ | Olor a aceite |
|-----------------|---|-------------------------------------|----------------|----------------------------------|----------------------|
| 1 | Aire para soplado y aparatos simples de sujeción e impulso. | 5 µm Otros 2, 10, 20,40, 70, 100 | 100 % | 5 | Si |
| 2 | Equipo industrial. Controles e impulsores neumáticos, sellos, herramientas | 0,3 µm | 100 % | 1 | Si |
| 3 | Aire para soplado y aparatos simples de sujeción e impulso. Pintado por pulverización. | 5 µm Otros 2, 10, 20,40, 100 | PRA = -17° | 5 | Si |
| 4 | Control de procesos, equipos de medición, pintado de alta calidad, enfriado de moldes y matrices de inyección. | 0,3 µm | PRA = -17° | 1 | Si |
| 5 | Equipos neumáticos de medición de alta precisión, pintado electroestático, limpieza y secado de componentes electrónicos. | 0,01 µm | PRA = -17° | 0,1 | Si |
| 6 | Equipos neumáticos de medición de alta precisión, pintado electroestático, limpieza y secado de componentes electrónicos. | 0,01 µm | PRA = -17° | 0,01 | Un poco |
| 7 | Envasado de medicinas y alimentos, vitivinicultura, transporte neumático, aire respirable. | 0,01 µm | PRA = -17° | 0,004 | No |
| 8 | Secado de componentes electrónicos, almacenamiento de alimentos, equipo de medición de uso marino, transporte neumático de materiales en polvo. | 0,01 µm | PRA = -30° | 0,1 | Si |

La figura muestra un equipo óptimo para la duración de los elementos neumáticos de mando y de trabajo.

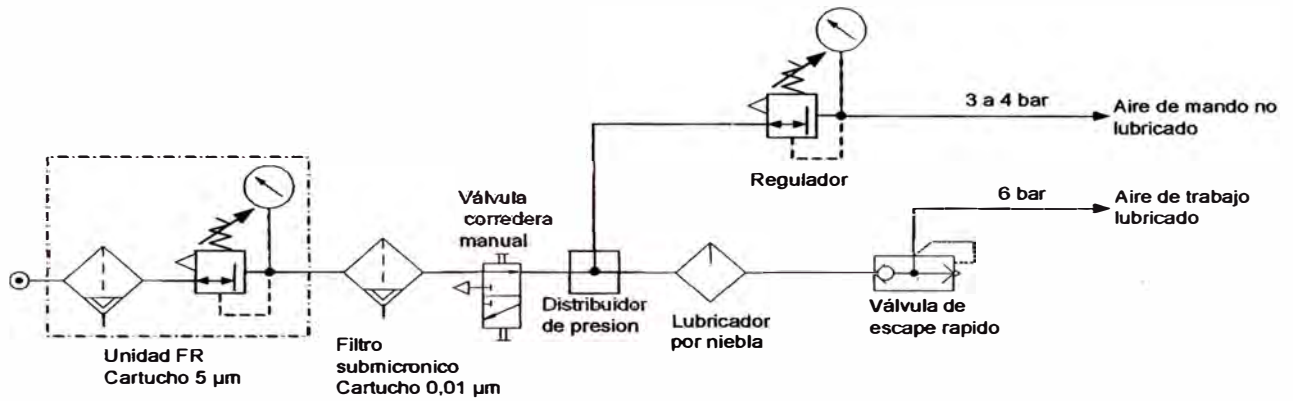


Fig. 3.64 Utilización óptima del aire comprimido

Tabla 3.65 Uso del aire comprimido microfiltrado y sin lubricación

| | |
|---------------------------------|--|
| Técnica de procesos | <ul style="list-style-type: none"> - Transporte de materiales en polvo y granulados. - Limpieza de recipientes para la elaboración de alimentos. - Instrumentación por aire comprimido y dispositivos de medición. |
| Industrias alimentarias | <ul style="list-style-type: none"> - Maquinas empaquetadoras. - Embotelladora, envasadora y hermetizadoras. - Maquinas para el tratamiento de carnes. - En la elaboración de bombones y pasteles. |
| Industrias lácteas | <ul style="list-style-type: none"> - Para agitar la leche. - Elaboración de quesos y su empaquetado. |
| Construcción de maquinas | <ul style="list-style-type: none"> - Instalaciones para pintar al duco en la construcción de automóviles y en la industria del mueble. - Fabricas de equipos domésticos. - Instalaciones de transporte para la elaboración de plásticos. - En maquinas textiles para la desecación por centrifugación. |
| Industria del vidrio | <ul style="list-style-type: none"> - Para el presoplado y enfriamiento de productos de vidrio. |

3.3 DISTRIBUCIÓN

Para que un sistema neumático sea eficaz, confiable y económico, es esencial que la red de distribución tenga un diseño, instalación y mantenimiento adecuados.

El tipo y dimensiones de las tuberías, válvulas, mangueras, conexiones, etc., han de ser correctos, con lo cual se reducen considerablemente los costos de energía y se asegura la calidad requerida en el suministro del aire comprimido. Un sistema de distribución, convenientemente diseñado ha de reunir los siguientes criterios:

Puestos de trabajo con presiones de aire correctas.

Adecuada capacidad.

Calidad de aire correcta.

Disposición correctamente diseñada.

Eficaces accesorios de línea.

3.3.1 Dimensionado de las tuberías

Para garantizar una distribución del aire, segura y sin problemas, debe observarse el dimensionado correcto de la red, teniendo en cuenta una ampliación futura de la red de aire comprimido. Pues precisamente en estos tiempos en donde las empresas deben adaptarse al cambio continuo de los productos para hacer frente a la competitividad, interesa mucho una fabricación moderna, flexible y

rentable. Por eso, el tamaño de la conducción principal debería sobredimensionarse.

El diámetro de las tuberías debe ser elegido de manera que si el consumo aumenta, la pérdida de carga entre el generador, o acumulador, y el receptor, no debe exceder de 0,1 bar, para conservar la rentabilidad del sistema. Naturalmente, cuando los caudales son grandes y las longitudes de tuberías están fuera de lo normal (200 a 250 mm Ø, 1000 a 2000m), cuyo empleo se da en minas, astilleros, obras publicas, etc., se puede considerar para el diseño una mayor caída de presión, ya que el precio del material a instalar puede resultar costoso para mantener un mínimo de pérdida de presión.

Es imposible suprimir las fugas de aire comprimido, las cuales no tendrían que pasar del 5 al 10 % del consumo de aire. Por lo tanto debe considerarse este porcentaje al determinar el aire libre proporcionado por el compresor.

La elección del diámetro debe ser condicionada de acuerdo a los siguientes parámetros:

Caudal necesario, considerando la ampliación futura y las pérdidas por fugas.

- Pérdida de carga admisible en la tubería y en los accesorios.
- Presión de servicio.
- Calidad del aire comprimido.

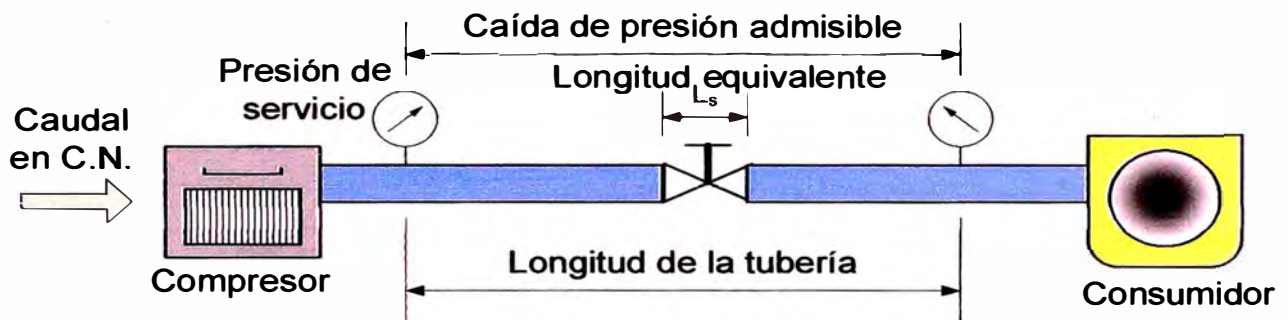


Fig. 3.66 Parámetros para el dimensionado de una tubería

Pérdidas de carga

Cualquier influencia o desvío dentro de la tubería significa una perturbación de la corriente de aire y, con ello, un aumento de la resistencia al paso, lo cual, genera una disminución de la presión. Puesto que en toda red de aire comprimido hacen falta ramificaciones, codos, reducciones y accesorios, no se puede evitar una caída de presión, pero si se puede reducir esta considerablemente, mediante disposición favorable de al conducciones, material adecuado y colocación correcta de los accesorios.

a) En las tuberías

Un flujo típico de aire comprimido a través de una tubería recta de hierro o acero, se considera para los efectos de calculo como turbulento y con numero de Reynolds menor que 10 000, en esta condiciones es imposible aplicar formulas que no sean experimentales.

Como estimación se puede utilizar la siguiente ecuación:

$$\Delta P = f \cdot Q^{1,85} \cdot \frac{L}{D^5 \cdot P} \quad (3.30)$$

ΔP = Caída de presión (bar).

f = Factor de rozamiento.

Q = flujo de aire en l/s (aire libre).

L = Longitud de la tubería (m).

D = Diámetro interior de la tubería (mm).

P = Presión inicial (bar).

$f = 500$, para tuberías convencionales de acero, a presiones y temperaturas normales.

Para un cálculo más sencillo puede utilizarse los siguientes nomogramas:

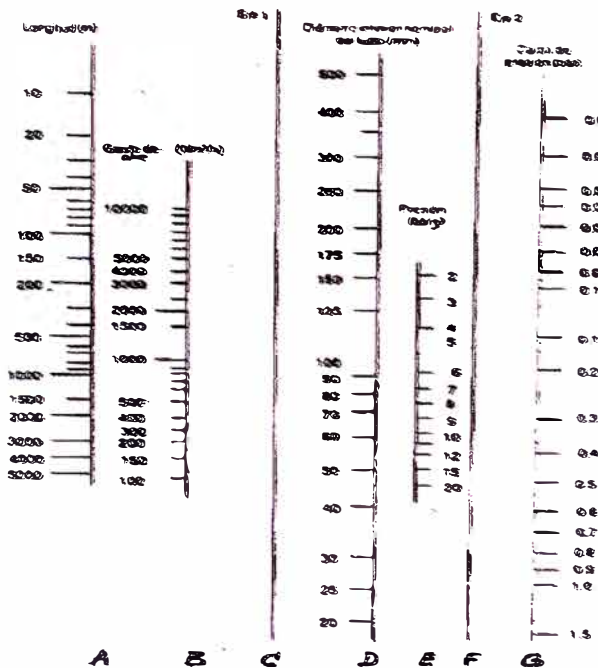


Fig. 3.67 Nomograma para el cálculo de tuberías de aire comprimido

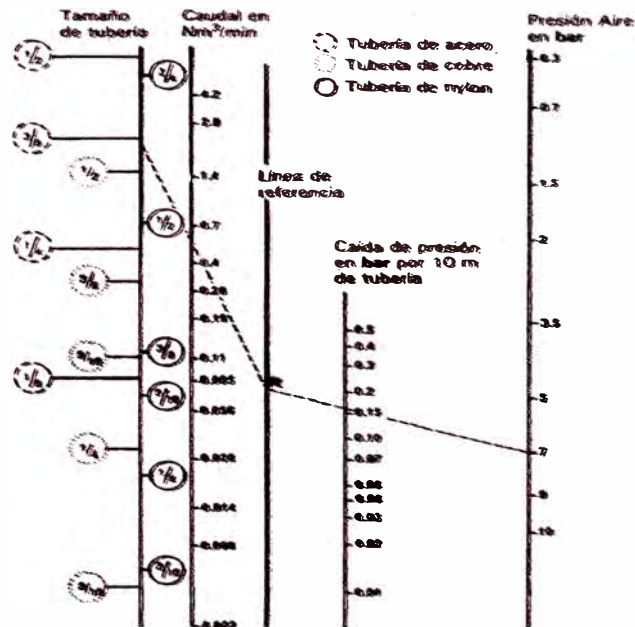


Fig. 3.68 Nomograma para el cálculo de la pérdida de presión para diferentes materiales por cada 10 m de tubería

b) En los accesorios

Una instalación de tuberías contiene, codos, curvas, válvulas, reducciones, ensanchamientos, etc., resistencias que ocasionan una pérdida de presión suplementaria, la cual, se puede calcular con la siguiente fórmula.

$$\Delta P = k \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (3.31)$$

ΔP = Caída de presión (m).

K = Coeficiente de pérdida del accesorio.

V = Velocidad del fluido (m/s).

G = aceleración de la gravedad (m/s^2).

Estas pérdidas también pueden expresarse en función de la longitud de tubo equivalente, que es la longitud en la que se produciría la misma pérdida, así,

$$f \frac{L_e}{D} \frac{v^2}{2 \cdot g} = K \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad L_e = \frac{k \cdot D}{f} \quad (3.31)$$

En donde k se refiere a una pérdida o a la suma de varias pérdidas.

Las longitudes equivalentes se pueden determinar de tablas









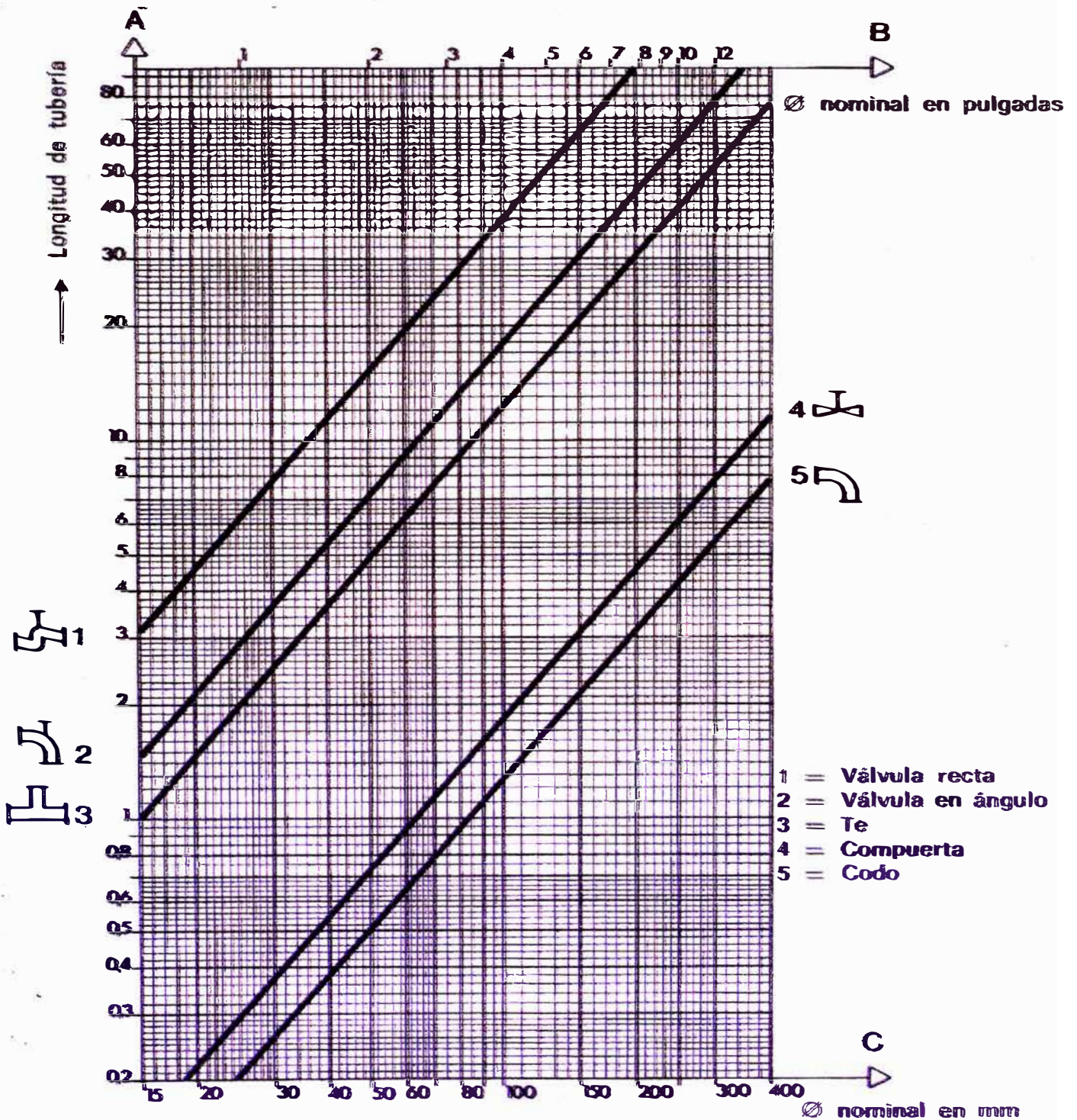
| | | Longitudes de tubos a añadir m | | | | | | |
|---------------------|---|--------------------------------|------|------|-------|-------|-------|-------|
| | | Diámetro interior mm | | | | | | |
| | | 25 | 40 | 50 | 80 | 100 | 125 | 150 |
| válvula de cierre |  | 3-6 | 5-10 | 7-15 | 10-25 | 15-30 | 20-50 | 25-60 |
| válvula de membrana |  | 1.2 | 2.0 | 3.0 | 4.5 | 6 | 8 | 10 |
| comedera de cierre |  | 0.3 | 0.5 | 0.7 | 1.0 | 1.5 | 2.0 | 2.5 |
| codo |  | 1.5 | 2.5 | 3.5 | 5 | 7 | 10 | 15 |
| codo redondeado |  | 0.3 | 0.5 | 0.6 | 1.0 | 1.5 | 2.0 | 2.5 |
| codo redondeado |  | 0.15 | 0.25 | 0.3 | 0.5 | 0.8 | 1.0 | 1.5 |
| pieza en T |  | 2 | 3 | 4 | 7 | 10 | 15 | 20 |
| pieza reductora |  | 0.5 | 0.7 | 1.0 | 2.0 | 2.5 | 3.5 | 4.0 |

Tabla 3.69 Longitudes equivalentes de accesorios.

O mediante un diagrama,

Fig. 3.70 Longitudes equivalentes de accesorios



3.2 Disposición de las redes

a) De acuerdo a la función que desempeñan las tuberías:

- **Tubería principal**, que sale del depósito y conduce el caudal total. La velocidad máxima del aire es 8 m/s.
- **Tuberías secundarias**, son las que toman el aire de la tubería principal, ramificándose por las zonas de trabajo. La velocidad máxima del aire es 8 m/s.
- **Tuberías de servicio**, son las que alimentan a las herramientas o equipos neumáticos. Llevan los acoplamientos de conexión rápida, las mangueras o tubos flexibles, así como las unidades FRL. La velocidad máxima del aire es 15 m/s.

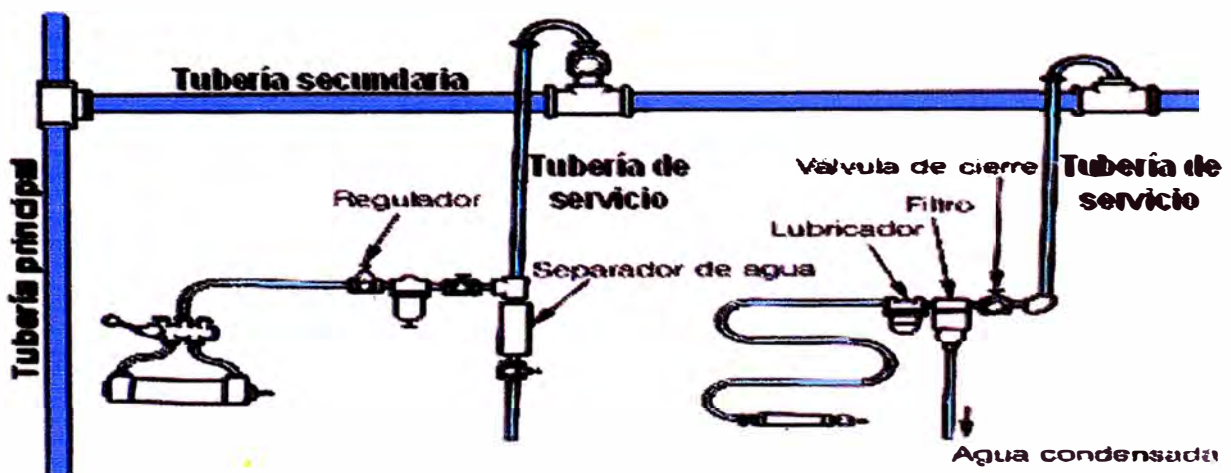


Fig. 3.71 Tipos de tuberías

Han de tomarse las debidas precauciones a la hora de planificar la red de una gran instalación industrial. Elevados costos de energía, baja productividad y bajos rendimientos de las herramientas

neumáticas, son igualmente el resultado de un sistema de distribución inapropiado.

b) De acuerdo a la ubicación de la instalación:

- Instalaciones interiores

Las tuberías necesitan de un mantenimiento continuo y vigilancia regular, por cuyo motivo no deben instalarse dentro de obras, ni en emplazamientos demasiado estrechos. La detección de fugas se hace difícil y la falta de hermeticidad ocasiona considerables pérdidas de presión.

Es importante que las tuberías tengan un descenso en el sentido de la corriente de 1 % a 2 %.

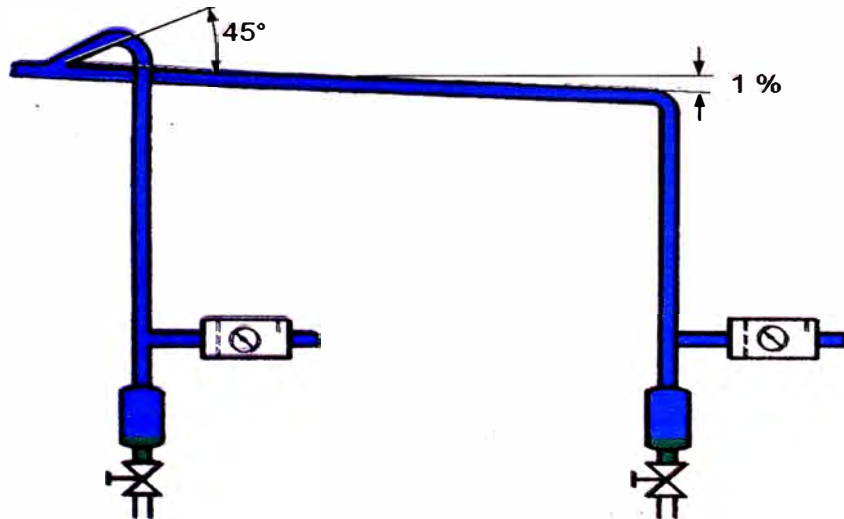


Fig. 3.71 Inclinación de las tuberías

- Instalaciones exteriores

La disposición mas adecuada es la de colocar la tubería principal en canales subterráneos. La profundidad debe ser lo suficiente como para evitar el riesgo de congelamiento del condensado.

Dichas tuberías pueden ir suspendidas por encima del suelo mediante postes, debiéndosele prestar atención al riesgo de congelamiento.

La forma mas ventajosa es colocarla encima de pilotes, y sobre todo, cuando no se interceptan con vías de transporte.

La utilización de aire seco, es la mejor solución cuando la red se instale a la intemperie.

En instalaciones temporales, el equipo esta sometido a fuertes desgastes, por lo cual, es muy importante la calidad de las mangueras y de los acoplamientos, a emplear.

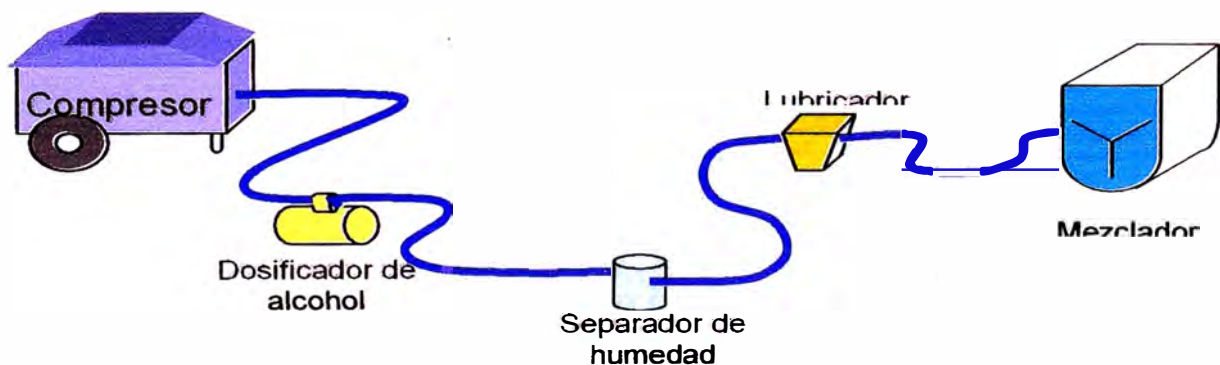


Fig. 3.72 Instalación temporal

c) De acuerdo al tendido de la red:

Sistema cerrado.- Tiene la ventaja de que este sistema asegura la alimentación de aire hacia los receptores, incluso en los momentos de reparación y mantenimiento; esta tubería anular debe contar, sin

embargo, con válvulas de cierre, para que sea posible proceder por secciones a las operaciones de limpieza y revisión.

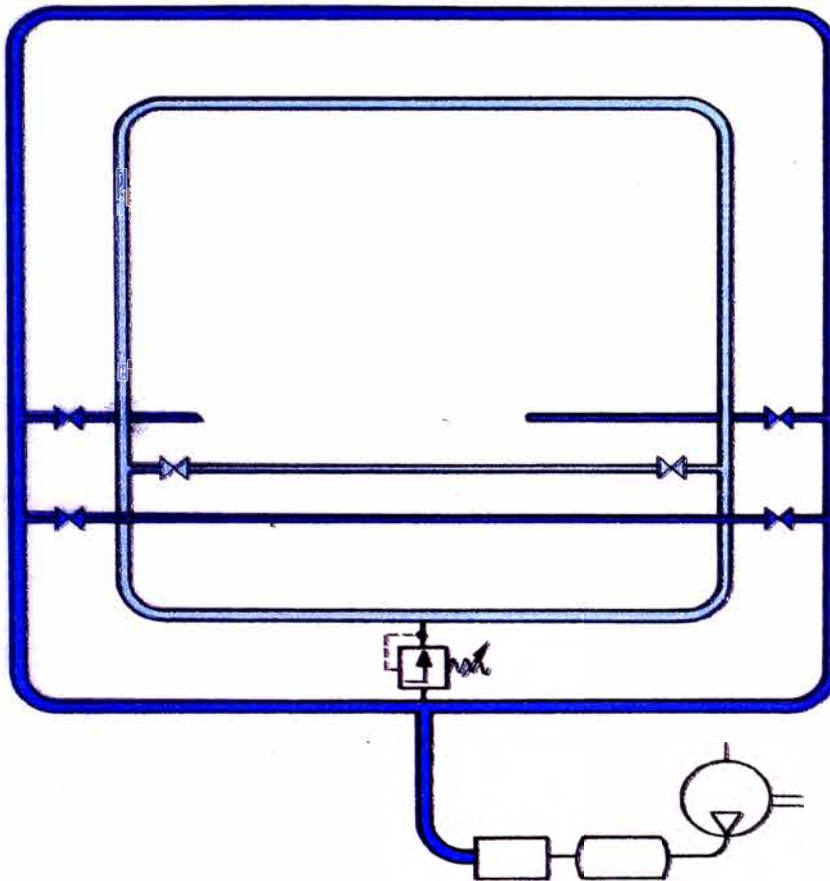


Fig. 3.73 Red cerrada con dos presiones

Sistema abierto.- Con este sistema es más fácil trazar las líneas con pendiente, ya que el aire tiene un solo sentido de circulación, pero, se presentan problemas en el mantenimiento.

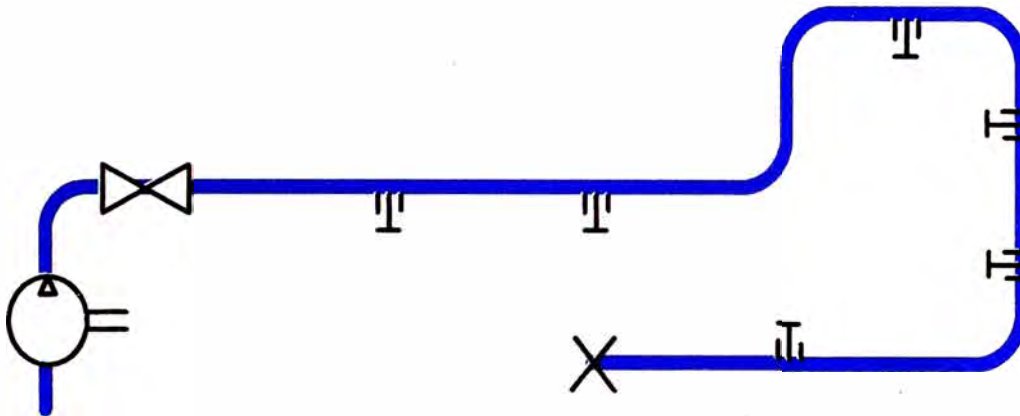


Fig. 3.74 Red abierta

3.3.3 Material para conducciones

La elección del material es determinada por las exigencias que se imponen a una moderna red de aire comprimido:

- Fáciles de instalar
- Pequeñas pérdidas de presión.
- Ausencia de fugas de aire.
- Resistencia a la corrosión.
- Factibilidad de ampliación.
- Bajos costos de mantenimiento.
- Posibilidades de elección:

Tabla 3.75 Materiales para conducciones

| Material | Rugosidad μm | Material | Rugosidad μm |
|----------|-------------------------|--------------------|-------------------------|
| Cobre | < 1,5 | Acero estirado | 10 a 50 |
| Plástico | < 1,5 | Acero soldado | 50 a 100 |
| Aluminio | < 1,5 | Hierro galvanizado | 120 a 150 |

Uniones

a) **Racores auto-cortantes:** Para tubos de acero y de cobre

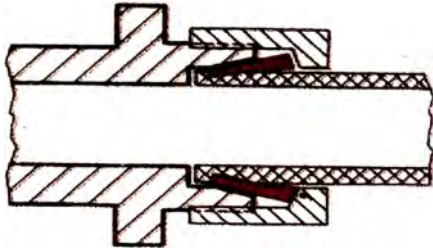


Fig. 3.76 Racor con anillo cortante

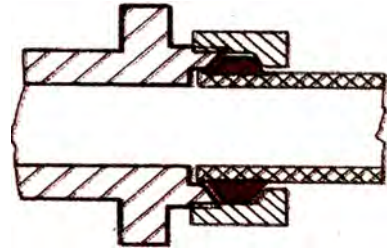


Fig. 3.77 Racor con anillo de sujeción

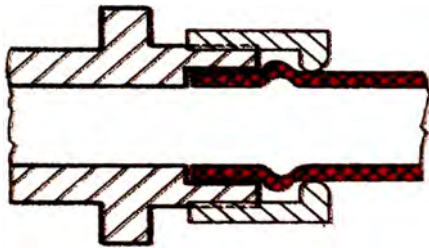


Fig. 3.78 Racor con el borde recalcado

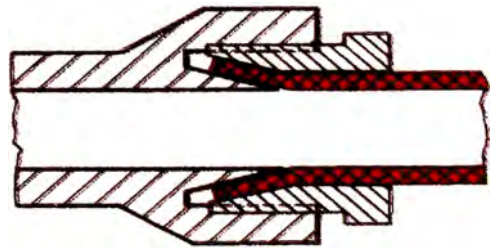


Fig. 3.79 Racor especial para tubo de cobre

b) **Racores para tubos flexibles**



Fig. 3.80 Racores rápidos



Fig. 3.81 Racores rápidos con tuerca



Fig. 3.82 Racores para aplicaciones específicas



Fig. 3.83 Distribuidores

c) Acoplamientos



Fig. 3.84 Racor y base de enchufe rápido



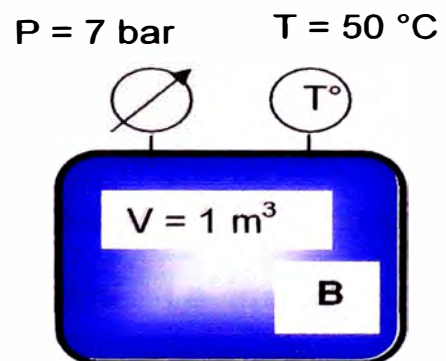
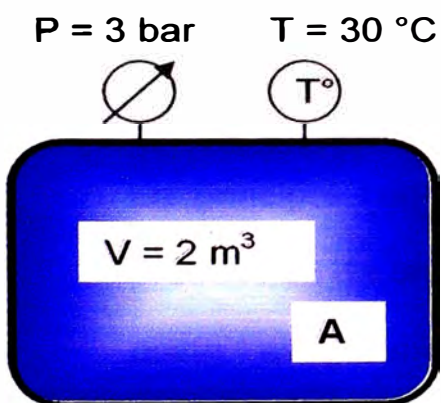
Fig. 3.85 Unión de tuberías

CAPITULO IV

EVALUACIÓN DE LA DEMANDA

4.1 AIRE A CONDICIONES NORMALES

Se desea hallar el volumen total (A+B) en condiciones normales de los recipientes mostrados en las figuras.



Condiciones normales según ISO 1217

$$P_{\text{normal}} = 1 \text{ bar}$$

$$T_{\text{normal}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$$

Según la ecuación (3.7)

Volumen normal de A:

$$V_A = \frac{4\text{bar} \cdot 300\text{K}}{1\text{bar} \cdot 293\text{K}} \cdot 2\text{m}^3$$

$$V_A = 8,19 \text{ Nm}^3$$

Volumen normal de B:

$$V_B = \frac{8\text{bar} \cdot 323\text{K}}{1\text{bar} \cdot 293\text{K}} \cdot 1\text{m}^3$$

$$V_B = 8,82 \text{ Nm}^3$$

$$V_{A+B} = 17 \text{ Nm}^3$$

4.2 CONSUMO DE LOS EQUIPOS

La principal consideración en la selección de un compresor es la producción de un suministro adecuado de aire comprimido al mínimo coste, asegurando un servicio permanente. La instalación de un sistema de generación de aire comprimido, precisa una inversión de capital con consiguientes costes de funcionamiento y mantenimiento. La información en la que basaremos la selección debe ser lo más exacta posible.

Presión de trabajo

La mayoría de equipos de aire trabajan a 6 bar (presión manométrica) y es habitual que el compresor suministre aire a la

línea principal a 7 bar (presión manométrica) para absorber las pérdidas de carga.

| | |
|--|----------|
| Refrigerador posterior de agua o de aire | 0,09 bar |
| Secadores frigoríficos | 0,20 bar |
| Secadores de adsorción | 0,30 bar |
| Separadores mecánicos | 0,10 bar |
| Red de tuberías | 0,10 bar |
| Filtros en general | 0,15 bar |

Si una parte del aire ha de utilizarse a baja presión, por ejemplo para instrumentos de control, ésta se reduce mediante un regulador de presión hasta la presión necesaria.

Todos los equipos conectados al sistema deben admitir mayor presión que la suministrada por el compresor, de otro modo deben tomarse precauciones para asegurar que a ningún elemento le llega mayor presión que la admitida por su diseño.

Si se precisa de grandes volúmenes de aire a mayor o menor presión, será más económico instalar un compresor para trabajar aisladamente en esas condiciones.

Carga máxima y media

El cálculo de la capacidad total debería basarse en el conocimiento exacto del equipo o de las necesidades del proceso; si éste está calculado a la baja, el compresor será pequeño y no será posible mantener la presión necesaria en el sistema.

A la inversa, si el consumo total está sobredimensionado sería una inversión de capital excesivo. Además, cualquier puesta en marcha cuyo resultado significa trabajar sin carga consume energía.

Sin embargo, es más seguro pecar por exceso con una ligera sobredimensión, ya que como en la mayoría de las instalaciones el uso del aire comprimido se incrementará y pronto se utilizará la capacidad sobrante.

4.3 COEFICIENTES DE USO Y DE SIMULTANEIDAD

Factor de uso

Para el trabajo continuo de una herramienta neumática se necesita un compresor que por lo menos dé tanto aire como consume la herramienta. Sin embargo, en la mayoría de los casos la herramienta trabaja más o menos intermitentemente, lo que significa que el compresor tendrá tiempo para cargar a una presión y suministrar una cantidad de aire en el depósito cuando la herramienta no trabaja. Como ejemplo se puede considerar el caso de una máquina rectificadora que trabaja cierto número de segundos, y después se detiene para que el operador pueda dar vuelta a la pieza en

elaboración, cambiar la rueda rectificadora, etc. Si ahora introducimos la denominación de factor de uso, el cual comprende el tiempo relativo que la máquina rectificadora está en marcha consumiendo aire, veremos que este factor de uso se halla dentro de valores relativamente bien delimitados para una sección de producción que emplea máquinas rectificadoras. De la misma manera se podrá ver que taladradoras, aparatos punzonadores, martillos cinceladores, etc., tienen cada uno sus factores de uso determinados, que sin embargo difieren de los de la máquina rectificadora y entre sí. Por tanto, este factor de uso se caracterizará por los tipos de máquinas diferentes que están en marcha real durante períodos de tiempo diferentes durante un ciclo de trabajo.

Este margen de operación intermitente, o factor de servicio, varia conforme la prestación de cada herramienta o equipo.

El promedio de los coeficientes de uso de cada herramienta nos dará una cifra para todo el conjunto de equipos de la planta denominada coeficiente global de utilización.

En forma de cuadro esquemático, mostraremos el factor de uso que depende del tipo de herramienta. Hemos elegido una fábrica con un ritmo de producción en serie relativamente elevado.

FACTOR DE USO DEPENDIENTE DEL TIPO DE HERRAMIENTAS

| | |
|----------------------|-----|
| Rectificadoras | 0,5 |
| Pulidoras | 0,3 |
| Taladradoras | 0,4 |
| Terrajadoras | 0,2 |
| Atornilladoras | 0,2 |
| Mordazas | 0,1 |
| Cinceladores | 0,4 |
| Remachadores | 0,1 |
| Pisones | 0,2 |
| Chorros de arena | 0,1 |
| Pistolas de pintura | 0,5 |
| Pistolas de limpieza | 0,1 |
| Amoladoras | 0,3 |

Factor de simultaneidad

Este factor depende del número de máquinas o herramientas iguales en funcionamiento. Si suponemos que todas están funcionando simultáneamente, el consumo es tan grande como la suma de cantidades de aire que ellas consumen. Es fácil comprender que tal simultaneidad solamente ocurre en muy pocas ocasiones y nunca durante largos periodos de tiempo. Al contrario, hay un desfase entre los períodos en que cada una esta en funcionamiento.

Las investigaciones han demostrado que este desfase aumenta para

cada una, cuanto mayor es su número. Esto puede expresarse en los siguientes términos; la capacidad de cada herramienta para iniciar su operación de trabajo después de otra, aumenta con el número de herramientas iguales, en vez de acumularse la cantidad de aire de todas ellas.

Introducimos ahora la denominación de factor de simultaneidad que depende del número de máquinas del mismo tipo.

FACTOR DE SIMULTANEIDAD DEPENDIENTE DEL NUMERO DE HERRAMIENTAS

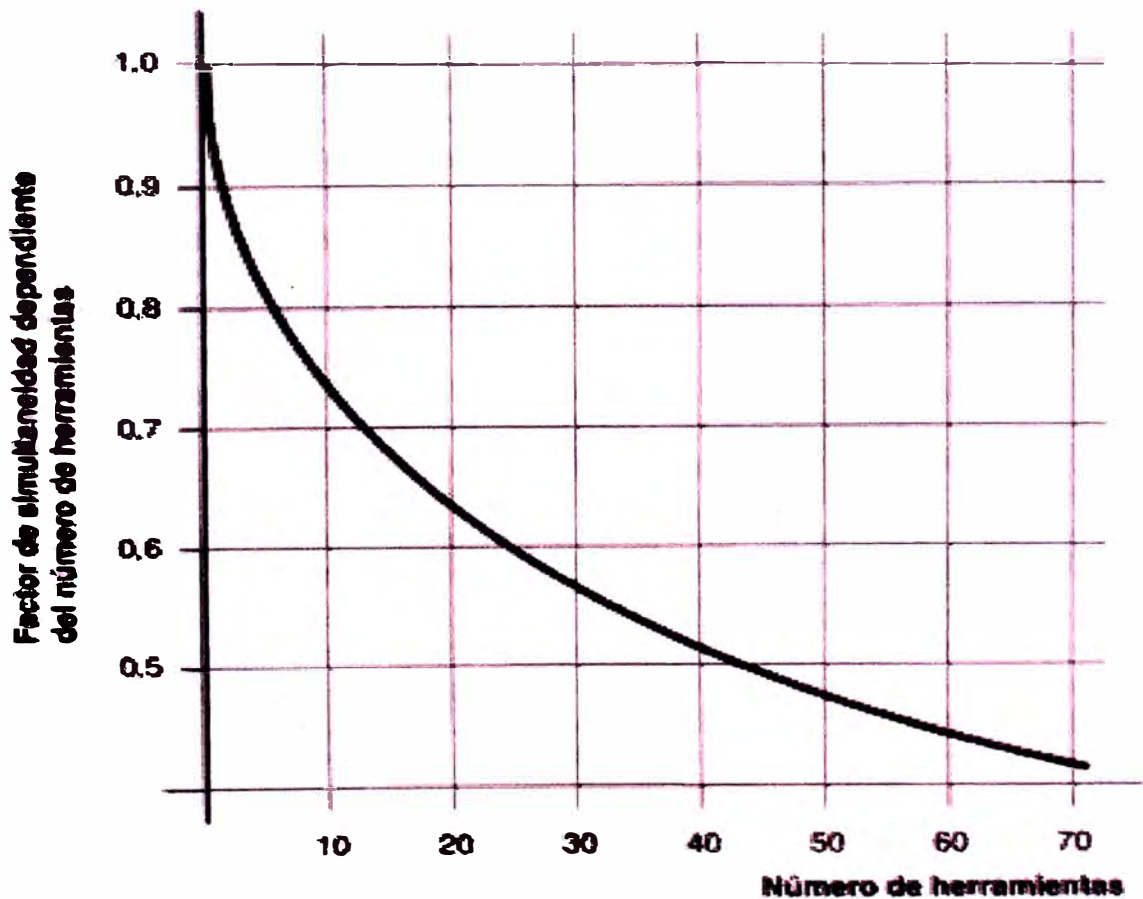


Fig. 4.1 Factor de simultaneidad

4.4 AMPLIACIÓN FUTURA Y PERDIDAS

Futuras ampliaciones

Hay que tener en cuenta las futuras ampliaciones al hacer una nueva instalación. Incrementar la capacidad del compresor no presenta ningún problema, siempre que la instalación del resto de la planta haya estado planificada adecuadamente.

Tolerancia de fugas de aire

La experiencia nos enseña que la capacidad total del compresor calculada inicialmente debe incluir una tolerancia para fugas.

Las fugas en las tuberías pueden sobrevenir por el propio uso de la instalación, una gran proporción de la totalidad de las fugas se producen en las mangueras, acoplamientos y válvulas.

Para instalaciones con inspecciones y mantenimiento regular, un factor mínimo 5% a 10% sería el apropiado. La importancia de esto es obvia si recordamos que una herramienta o instrumento puede consumir una cantidad considerable de aire, sólo trabajando intermitentemente, mientras una fuga aunque sea de un orificio muy pequeño, es continua y significativa.

CAPITULO V

DIMENSIONAMIENTO ÓPTIMO DE LA GENERACIÓN Y EQUIPOS AUXILIARES

5.1 DIMENSIONAMIENTO DEL COMPRESOR

Al calcular y diseñar una nueva planta de aire comprimido el caudal y la presión son determinantes para la elección del compresor. En primer lugar es necesario determinar el volumen de aire que se necesita para atender un número de herramientas neumáticas, automatismos, sopladores, adaptadores para sujeciones neumáticas, etc. Esta cantidad de aire y la presión constituirán después la base para determinar la potencia del compresor.

Intentar dar un procedimiento que cubra todos los tipos de industria y todas las clases de producción que existen, nos llevaría demasiado lejos, por lo que señalare seguidamente ciertos valores indicativos y bases de cálculo simplificados para establecer la cantidad de aire necesaria,

5.1.1 Factores Técnicos y Económicos

Factores Técnicos:

- a) Tipo de compresor: De desplazamiento, dinámico, con/sin lubricación.
- b) Caudal: Volumen de aire necesario incluyendo un margen para futuras ampliaciones y fugas.
- c) Tipo de arreglo: Arreglo embridado, arreglo directo, arreglo con poleas y correas, con cabina insonorizada, etc.
- d) Presión: Mínima presión de descarga, necesaria para mantener una presión aceptable en los puestos de trabajo.
- e) Calidad del aire: Grado de limpieza necesario (ISO 8573.1), punto de rocío, etc.
- f) Tipo de enfriamiento: Aire o agua.
- g) Regulación: Porcentaje de uso, continuo o intermitente.
- h) Tipo de control: Sistemas de supervisión y protección.
- i) Servicios disponibles: Cualquier condición especial que debe cumplir el compresor.
- j) Equipo auxiliar: Bombas de agua, válvulas, racordaje, fijaciones, antivibración, refrigeradores posteriores, secadores, filtros de entrada, silenciadores, etc.
- k) Lugar de instalación: Interior o exterior, estacionaria o móvil.
- l) Tipo de máquina motriz: Motor eléctrico, motor de combustión interna, turbina a gas o vapor.
- m) Ruido: Restricciones locales y nivel de ruido máximo permitido.

Factores Económicos:

a) Costos de instalación (costos fijos)

Precio del equipo: Este debe ser el más económico, que cumpla con las necesidades técnicas y de calidad requeridas.

Espacio requerido: El diseño compacto del compresor y de su equipo auxiliar requiere menos espacio, lo cual reduce los costos.

Peso: A menor peso y fuerzas desbalanceadoras, menor costo en cimentaciones y anclajes.

Instalación sencilla: Reduce el tiempo y los costos de instalación.

Equipo eléctrico normalizado: Los compresores diseñados para utilizar motores, arrancadores y sistema de control normalizado, contribuyen a disminuir los costos de compra.

b) Costos de operación (costos variables)

Costos de energía: A mayor grado de eficiencia del compresor, menor será su requerimiento de energía ($\text{kW/m}^3/\text{h}$ de aire).

Costos de mantenimiento: Partes sencillas de fácil reemplazo con costo moderado, hacen que el costo de mantenimiento disminuya.

Agua de enfriamiento: En algunos casos el costo y disponibilidad de agua de enfriamiento es importante en la selección del compresor.

Costo de supervisión: La lubricación, trampa de condensado, regulación automática y suficientes dispositivos de protección y control, hacen la supervisión del compresor mínima.

Los compresores se clasifican en tres grupos:

| | | |
|----------|----------------------|---|
| Pequeños | Hasta 40 l/s. | ($P \leq 18$ kW) |
| Medianos | De 40 l/s a 300 l/s. | ($18 \text{ kW} < P \leq 110 \text{ kW}$) |
| Grandes | Más de 300 l/s. | ($P > 110$ kW) |

Factores relevantes son:

- a) Eficacia. Un alto grado de eficacia da un bajo consumo de potencia. (Julios/litro = kW s/m³).
- b) Costos de potencia.
- c) Fiabilidad.
- d) Costo de mantenimiento.
- e) Costo de refrigeración.
- f) Costo de supervisión.
- g) Necesidades de espacio, incluido acceso para mantenimiento.
- h) Fácil instalación, incluido la disponibilidad de elevar elementos.
- j) Acceso a los servicios principales.
- k) Equipamiento eléctrico. Sería conveniente la utilización de motores estándar y equipos de arranque.
- i) Disponibilidad de repuestos y facilidad de servicio.

En la fig. 5.1 se muestra una instalación neumática, donde se desea seleccionar el compresor adecuado y determinar el diámetro de la tubería principal.

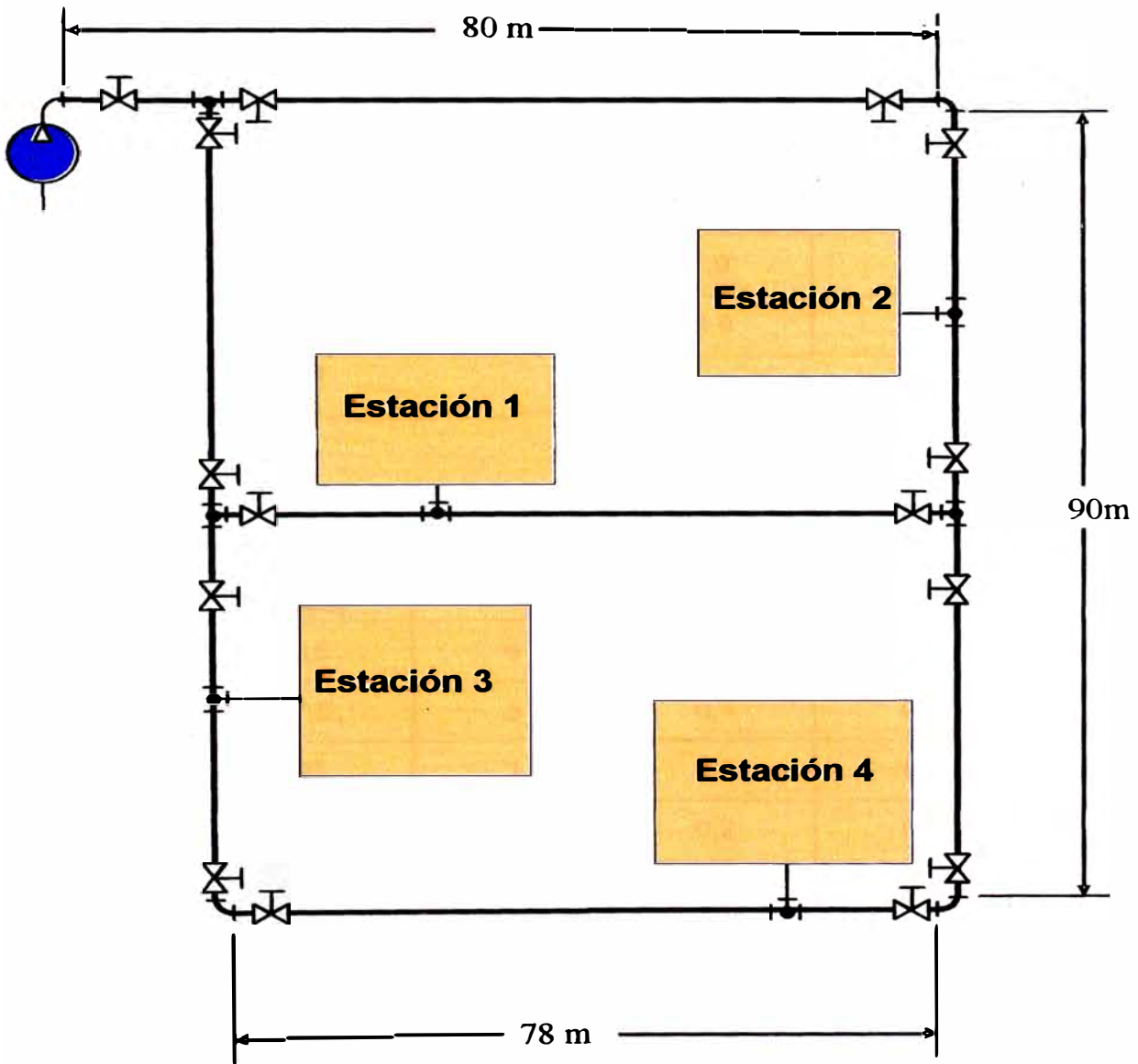


Fig. 5.1

Estación 1: Electrodomésticos. Presión máxima 5,5 barg.

| Equipo | Consumo (NI/s) | Cantidad | Factor de uso | Factor de simultaneidad | Capacidad (NI/s) |
|---------------------------------|-----------------------|-----------------|----------------------|--------------------------------|-------------------------|
| Llave de impacto | 7,2 | 5 | 0,2 | 0,77 | 5,54 |
| Llave de impacto | 12,8 | 4 | 0,2 | 0,8 | 8,19 |
| Atornilladores | 3,2 | 2 | 0,3 | 0,9 | 1,73 |
| Taladro | 18 | 1 | 0,1 | 1,0 | 1,8 |
| Pistolas de soplado | 10 | 2 | 0,5 | 0,9 | 9,0 |
| Recirculación de pintura | 17,5 | 1 | 1,0 | 1,0 | 17,5 |
| Pistola de pintura | 7 | 2 | 0,9 | 0,9 | 11,34 |
| Cantidad total requerida | | | | | 55,10 |

Estación 2: Motores. Presión máxima 6 barg.

| Equipo | Consumo (NI/s) | Cantidad | Factor de uso | Factor de simultaneidad | Capacidad (NI/s) |
|---------------------------------|-----------------------|-----------------|----------------------|--------------------------------|-------------------------|
| Taladro | 5,5 | 6 | 0,4 | 0,81 | 10,7 |
| Taladro | 7,5 | 3 | 0,4 | 0,88 | 7,92 |
| Taladro | 25 | 1 | 0,4 | 1,0 | 10,0 |
| Atornilladores | 5,5 | 12 | 0,2 | 0,69 | 9,11 |
| Rebarbadora | 7,5 | 3 | 0,5 | 0,88 | 9,9 |
| Rebarbadora | 10 | 3 | 0,5 | 0,88 | 13,2 |
| Cantidad total requerida | | | | | 60,83 |

Estación 3: Calderería. Presión máxima 5 barg.

| Equipo | Consumo (NI/s) | Cantidad | Factor de uso | Factor de simultaneidad | Capacidad (NI/s) |
|--------------------------|----------------|----------|---------------|-------------------------|------------------|
| Amoladora | 12 | 1 | 0,5 | 1,0 | 6,0 |
| Taladro | 9,3 | 2 | 0,4 | 0,9 | 6,7 |
| Martillo cincelador | 3 | 6 | 0,4 | 0,81 | 5,83 |
| Martillo remachador | 14,8 | 3 | 0,2 | 0,88 | 7,81 |
| Esmeriladora | 20,8 | 2 | 0,3 | 0,9 | 11,23 |
| Desincrustador | 3,3 | 2 | 0,1 | 0,9 | 0,6 |
| Pistola de pintar | 4 | 1 | 0,5 | 1,0 | 2,0 |
| Cantidad total requerida | | | | | 40,17 |

Estación 4: Selección y estampado. Presión máxima 6 barg, 360 piezas/h.

Consumo de un cilindro:

$$\pi (0.25)^2 / 4 \times 1,5 \times 2 \text{ (l/ pieza)} \times 360/3600 \text{ (pieza/s)} \times 7\text{bar}/1\text{bar} = 0,1 \text{ NI/s}$$

| Equipo | Consumo (NI/s) | Cantidad | Factor de uso | Factor de simultaneidad | Capacidad (NI/s) |
|------------------------------------|----------------|----------|---------------|-------------------------|------------------|
| Cilindro de doble efecto 25x10x150 | 0,1 | 3 | 1,0 | 0,88 | 0,26 |

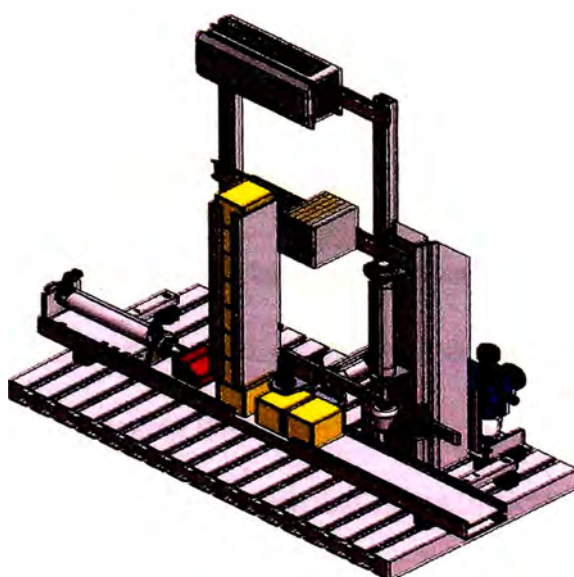


Fig. 5.2

| | Capacidad (NI/s) |
|-------------------|-----------------------------|
| Estación 1 | 55,10 |
| Estación 2 | 60,83 |
| Estación 3 | 40,17 |
| Estación 4 | 0,26 |
| Total | 156,36 |

Considerando una ampliación del 30 % y perdidas por fugas 10%

Capacidad = $156,36 \times 1,4 = 219 \text{ NI/s} = 464 \text{ cfm} (14 \text{ Nm}^3/\text{min})$.

Presión de servicio = $6,0 + 1,0 = 7 \text{ barg} = 101,5 \text{ psig}$.

5.1.2 Estudio de Alternativas

Se selecciona compresores que cumplan con el caudal necesario y la presión de servicio. Se debe considerar una unidad de reserva.

| Alternativa | Compresor (cantidad + reserva) | Capacidad (l/s) | Consumo especifico (kW/m³/h) | Precio (soles) |
|--------------------|---|----------------------------|--|---------------------------|
| A | De tornillo (1+1) | 242 | 0,103 | 26 400 |
| B | De tornillo (2+1) | 228 | 0,11 | 24 420 |
| C | De pistón (1+1) | 263 | 0,09 | 31 515 |

5.1.3 Análisis de Costos

Se hace un análisis de cada alternativa en forma anual durante sus 10 años de vida contable. Los costos a considerar son:

- a) Costos de capital invertido
- b) Costos de energía eléctrica consumida.
- c) Costos de mantenimiento

a) Capital Invertido:

C = Precio de venta + 6% de administración

A. S/. 27 984 B. S/. 25 885 C. S/. 33 406

Depreciación anual en un periodo de 10 años al 12% anual, $V_R = 0$.

Método de la anualidad: El capital gana intereses y la depreciación es una cantidad constante

$$D = \frac{C(1+i)^n i}{(1+i)^n - 1} \quad (5.1)$$

Donde:

D = Depreciación anual.

C = Capital invertido.

n = Número de periodos.

i = Tasa de interes.

A. S/. 4 957 B. S/. 4 585 C. S/. 5 918

b) Costos de Energía

Se asume que el costo promedio es un 70% del máximo, es decir 153 l/s. Esto representa el 63% de A, el 67% de B y el 58% de C.

Factores de corrección por carga parcial (fig. 5.3)

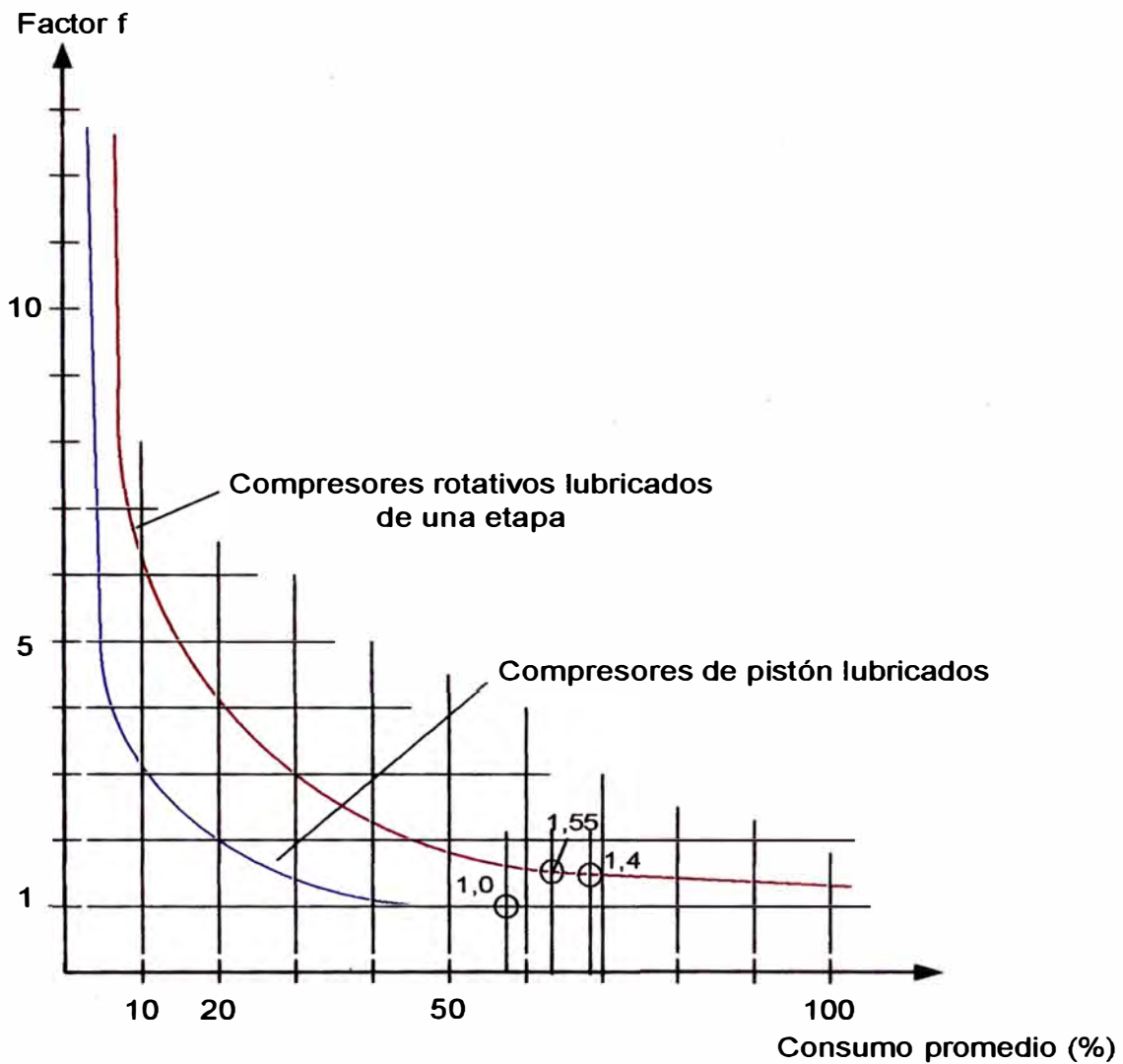


Fig. 5.3 Factores de corrección por carga parcial

$$f_A = 1,55; \quad f_B = 1,4; \quad f_C = 1,0$$

Modificación de los consumos específicos de cada equipo:

$$A. 0,103 \times 1,55 = 0,16 \text{ kWh/m}^3$$

$$B. 0,110 \times 1,4 = 0,154 \text{ kWh/m}^3$$

$$C. 0,090 \times 1,0 = 0,09 \text{ kWh/m}^3$$

El consumo anual es:

$$14 \text{ m}^3/\text{min} \times 60 \text{ min/h} \times 16 \text{ h/día} \times 240 \text{ días/año} \times 0,7 = 2\,257\,920 \text{ Nm}^3/\text{año}$$

El costo de la energía anual sería.

$$A. 2\,257\,920 \text{ m}^3/\text{año} \times 0,30 \text{ soles/kWh} \times 0,16 \text{ kWh/m}^3 = 108\,380 \text{ soles/año}$$

$$A. 2\,257\,920 \text{ m}^3/\text{año} \times 0,30 \text{ soles/kWh} \times 0,154 \text{ kWh/m}^3 = 104\,316 \text{ soles/año}$$

$$A. 2\,257\,920 \text{ m}^3/\text{año} \times 0,30 \text{ soles/kWh} \times 0,09 \text{ kWh/m}^3 = 60\,964 \text{ soles/año}$$

c) Costos de mantenimiento:

Asumiremos las siguientes cifras

$$A. \text{ S/} \cdot 15\,800$$

$$B. \text{ S/} \cdot 15\,230$$

$$C. \text{ S/} \cdot 8\,900$$

$$\text{Costo total anual} = A + B + C$$

$$A. 4\,957 + 108\,380 + 15\,800 = \text{ S/} \cdot 129\,137$$

$$B. 4\,585 + 104\,316 + 15\,230 = \text{ S/} \cdot 124\,131$$

$$C. 5\,918 + 60\,964 + 8\,900 = \text{ S/} \cdot 75\,782$$

Selección mediante una matriz de decisiones:

| Factor | Peso | A | | B | | C | |
|------------------------|------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| | | Puntaje | Parcial | Puntaje | Parcial | Puntaje | Parcial |
| Precio | 10 | 2 | 20 | 3 | 30 | 1 | 10 |
| Costo de energía | 8 | 1 | 8 | 2 | 16 | 3 | 24 |
| Costo de mantenimiento | 5 | 1 | 5 | 2 | 10 | 3 | 15 |
| Nivel de ruido | 4 | 3 | 12 | 2 | 8 | 1 | 4 |
| Control y monitoreo | 4 | 3 | 12 | 2 | 8 | 1 | 4 |
| Totales | | | 57 | | 72 | | 57 |

Tabla 5.4 Matriz de decisiones

5.1.4 Conclusión

De acuerdo al costo total, la alternativa C es más conveniente y tiene mayor capacidad que A y B.

Con respecto a la matriz de decisiones (tabla 5.4), la alternativa B tiene un mayor puntaje que A y C. Esta matriz tiene la ventaja de incluir la totalidad de los factores, además permitir ponderarlos de acuerdo a las necesidades del usuario y disponibilidad.

La alternativa B tiene tres compresores iguales, dos compresores estarán funcionando y un compresor de reserva con la mitad de la potencia requerida, esto reduce el costo de inventario.

5.2 DIMENSIONAMIENTO DEL EQUIPO AUXILIAR

5.2.1 Secadores

Como el enfriamiento producido en el refrigerador posterior no es suficiente para impedir una posterior condensación, es necesario un enfriamiento adicional. Este trabajo lo realiza frecuentemente un secador frigorífico o un secador de adsorción, dependiendo su elección del punto de rocío bajo presión a considerar.

Selección de un secador frigorífico

Un secador frigorífico se seleccionara de acuerdo a los siguientes parámetros dados por el fabricante:

Caudal nominal del aire en condiciones normales (NI/s) (Nm^3/h) (scfm).

Presión del aire comprimido a la entrada 7 bar (e).

Temperatura del aire comprimido a la entrada, 35°C.

Temperatura del aire ambiente (para los enfriados por aire) o del agua (para los enfriados por agua), 25 °C.

Punto de rocío a presión en la salida (PRP), 3°C o 5°C.

Si las condiciones de servicio son diferentes a las referidas por el fabricante, habrá que hacer las correcciones respectivas y buscar el secador adecuado.

La formula será: $Q_{\text{real}} = k \cdot Q_{\text{nominal}}$ (5.2)

En donde:

Q_{real} = Caudal de aire comprimido en condiciones de servicio.

Q_{nominal} = Caudal nominal del secador.

K = Coeficiente total de corrección, obtenido mediante el producto de los coeficientes de corrección por temperatura y por presión, de acuerdo a la tabla 5. 4.

Por temperatura

| Temperatura ambiente o del agua de refrigeración (°C) | Temperatura de entrada (°C) | | | | | | | | | |
|---|-----------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| | 25 | | 35 | | 38 | | 43 | | 48 | |
| | Punto de rocío (°C) | | | | | | | | | |
| | 3 | 5 | 3 | 5 | 3 | 5 | 3 | 5 | 3 | 5 |
| 25 | 1,45 | 1,53 | 1,00 | 1,06 | 0,90 | 0,95 | 0,76 | 0,80 | 0,64 | 0,67 |
| 32 | 1,31 | 1,39 | 0,91 | 0,96 | 0,81 | 0,86 | 0,69 | 0,73 | 0,58 | 0,61 |
| 38 | 1,21 | 1,29 | 0,84 | 0,89 | 0,75 | 0,80 | 0,63 | 0,67 | 0,53 | 0,56 |

Por presión

| Presión efectiva (bar) | 3,5 | 5 | 7 | 8 | 10 | 12 | 15 |
|------------------------|------|------|------|------|------|------|------|
| | 0,74 | 0,88 | 1,00 | 1,04 | 1,11 | 1,16 | 1,21 |

Tabla 5.5 Factores de corrección del caudal nominal

La pérdida de carga se halla con la siguiente formula:

$$\Delta p = \frac{2000 R^{1,76}}{p + 1033} \quad (5.3)$$

En donde:

Δp = Pérdida de carga o caída de presión (g/cm²).

R = Es el cociente entre el caudal real y el caudal nominal.

p = Presión efectiva (bar).

Ejemplo:

Seleccionar un secador frigorífico apropiado para un caudal de 219 NI/s cuya temperatura es 38°C y tiene una presión de trabajo de 7 bar. La temperatura ambiente se mantiene a 25°C y el punto de rocío deseado (PRP) es 5°C.

Se determina los coeficientes de corrección en la tabla 5.4

Por temperatura, 0,95

Por presión, 1,00

$$K = 0,95 \times 1,00 = 0,95$$

Por consiguiente, en la ecuación (5.2):

$$Q_{\text{real}} = 0,95 \times Q_{\text{nominal}} \geq 219 \text{ NI/s}$$

$$Q_{\text{nominal}} = 219/0,95 = 231 \text{ NI/s} = 464 \text{ cfm}$$

Con el caudal nominal y el punto de rocío, se ingresa a la tabla 5.5

Tabla 5.6 Secador frigorífico tipo FX

X: Datos técnicos

| Modelo | Punto de rocío a presión en la salida | | Suministro eléctrico | Dimensiones | | | Peso | | Conexiones de aire comprimido |
|--------|---------------------------------------|-------------------|----------------------|-------------|---------|--------|------|----|-------------------------------|
| | + 5 °C / 41 °F | + 3 °C / 37 °F | | Longitud | Anchura | Altura | kg | lb | |
| | Capacidad de entrada cfm | | | pulg | | | | | |

| Versión 60 Hz | | | | | | | | | |
|----------------------|-----|-----|-------------|-------|-------|-------|-----|-----|-----------|
| FX1 | 23 | 19 | 230/1/60 Hz | 18,90 | 14,76 | 20,87 | 33 | 73 | 3/8" GF |
| FX2 | 34 | 30 | 230/1/60 Hz | 18,90 | 14,76 | 20,87 | 36 | 79 | 3/8" GF |
| FX3 | 49 | 42 | 230/1/60 Hz | 18,90 | 14,76 | 20,87 | 41 | 90 | 1/2" GF |
| FX4 | 74 | 64 | 230/1/60 Hz | 18,90 | 14,76 | 20,87 | 43 | 95 | 1/2" GF |
| FX5 | 89 | 78 | 230/1/60 Hz | 24,21 | 14,76 | 28,94 | 63 | 139 | 1" GF |
| FX6 | 123 | 106 | 230/1/60 Hz | 24,21 | 14,76 | 28,94 | 65 | 143 | 1" GF |
| FX7 | 146 | 127 | 230/1/60 Hz | 26,97 | 18,31 | 28,94 | 93 | 205 | 1 1/2" GF |
| FX8 | 212 | 184 | 230/1/60 Hz | 26,97 | 18,31 | 28,94 | 95 | 209 | 1 1/2" GF |
| FX9 | 265 | 229 | 230/1/60 Hz | 26,97 | 18,31 | 28,94 | 98 | 216 | 1 1/2" GF |
| FX10 | 314 | 271 | 230/1/60 Hz | 37,99 | 31,30 | 36,42 | 168 | 370 | 1 1/2" GN |
| FX11 | 403 | 350 | 230/1/60 Hz | 38,39 | 31,30 | 36,42 | 173 | 381 | 2 1/2" GN |
| FX12 | 468 | 424 | 230/1/60 Hz | 38,39 | 31,30 | 36,42 | 178 | 392 | 2 1/2" GN |
| FX13 | 566 | 492 | 230/1/60 Hz | 38,39 | 31,30 | 36,42 | 183 | 404 | 2 1/2" GN |
| FX13 | 566 | 492 | 460/3/60 Hz | 38,39 | 31,30 | 36,42 | 183 | 404 | 2 1/2" GN |

Condiciones de referencia

Temperatura ambiente: 25 °C - Temperatura de entrada: 35 °C - Presión de trabajo: 7 bar(g).

Se selecciona el **FX 12**, con un caudal nominal de 488 cfm (243 NI/s)

La pérdida de carga o la caída de presión (ecuación 5.3), serán:

$$\Delta p = \frac{2000 \left(\frac{243}{219} \right)^{1,76}}{7 + 1,033} = 299 \text{ g/cm}^2 \sim 0,3 \text{ bar}$$

Selección de un secador de adsorción

Estos secadores pueden ser regenerados térmicamente (por calor) o por transferencia de tensiones de vapor (sin calor).

Un secador de absorción (sin calor) se seleccionara de acuerdo a los siguientes parámetros dados por el fabricante:

Caudal nominal del aire en condiciones normales (NI/s) (Nm³/h) (scfm).

Presión del aire comprimido a la entrada, 7 bar (e).

Temperatura del aire comprimido a la entrada, 35°C.

Humedad relativa, 100%

Punto de rocío a presión en la salida (PRP), -20°C.

Si las condiciones de servicio son diferentes a las referidas por el fabricante, habrá que hacer las correcciones respectivas y buscar el secador adecuado.

Para temperaturas y presiones de entrada y puntos de rocío a la salida distintos de los nominales, se obtiene la capacidad mediante un factor de corrección.

$$K = K_p \cdot K_t \tag{5.4}$$

| | | | | | | | | |
|--------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|--------|--------|
| Presión de trabajo | 4 bar | 5 bar | 6 bar | 7 bar | 8 bar | 9 bar | 10 bar | 11 bar |
| Factor K_p | 0,47 | 0,68 | 0,84 | 1,00 | 1,10 | 1,20 | 1,30 | 1,38 |

| | | | | | | |
|---------------------------|------|------|------|------|------|------|
| Temperatura de entrada °C | 20 | 25 | 30 | 35 | 40 | 45 |
| Factor K_t | 1,00 | 1,00 | 1,00 | 1,00 | 0,84 | 0,71 |

Tabla 5.7 Factores de corrección para una presión nominal de 7bar (e) y un punto de rocío de -20°C

Determinación del caudal nominal:

$$Q_{\text{nominal}} = \frac{Q_{\text{real}}}{k} = \frac{Q_{\text{real}}}{k_p k_t} \quad (5.5)$$

Si el punto de rocío a considerar es de -40°C, multiplicar el factor de corrección por 0,88.

Ejemplo:

Seleccionar un secador de absorción (sin calor) apropiado para un caudal de 219 NI/s cuya temperatura es 38°C y tiene una presión de trabajo de 7 bar. La humedad relativa es del 100% y el punto de rocío (PRP) es -20°C.

Se determina los coeficientes de corrección en la tabla 5.6

Por temperatura, $k_t = 1,0$

Por presión, $k_p = 1,0$

No hay corrección por el punto de rocío.

De la ecuación (5.5):

$$Q_{\text{nominal}} = \frac{Q_{\text{real}}}{1,0} = Q_{\text{real}}$$

Por consiguiente: $Q_{\text{nominal}} = Q_{\text{real}} = 219 \text{ NI/s} = 440 \text{ cfm}$

| Tipo secador CD | Capacidad de aspiración (*) | | Dimensiones | | | Peso |
|-----------------|-----------------------------|-----------|-------------|-------|------|------|
| | 11 bar(e) | 16 bar(e) | Largo | Ancho | Alto | lb |
| | cfm | | pulg | | | |
| CD60 | 127,1 | 207,7 | 19,4 | 16,0 | 49,4 | 287 |
| CD65 | 137,7 | 169,5 | 28,1 | 26,1 | 59,5 | 511 |
| CD80 | 169,5 | 201,4 | 28,1 | 26,1 | 59,5 | 555 |
| CD100 | 211,8 | 254,3 | 28,1 | 26,1 | 64,1 | 622 |
| CD140 | 256,6 | 360,2 | 28,8 | 27,2 | 64,6 | 755 |
| CD170 | 360,2 | 438,6 | 30,1 | 28,5 | 65,0 | 955 |
| CD230 | 487,3 | 593,2 | 37,3 | 31,8 | 68,0 | 1111 |
| CD280 | 596,3 | 720,4 | 40,8 | 33,0 | 68,5 | 1222 |

Tabla 5.8 Secador de adsorción tipo CD

(*) Una unidad de 11 bar (e), corresponde a una presión nominal de 7 bar y una unidad de 16 bar (e), corresponde a una presión nominal de 12,5 bar.

Con el caudal nominal de 440 cfm y la presión de 7 bar (e), se selecciona un secador de absorción tipo **CD230**

5.2.2 Depósito de aire comprimido

Cuando el sistema de regulación es por intermitencias o discontinuo, el suministro de aire del compresor se detendrá al alcanzar un valor previamente fijado, P_2 (e).

El consumo continuará, con lo cuál la presión disminuirá hasta llegar al valor P_1 (e), en donde se ha establecido el arranque o carga del compresor.

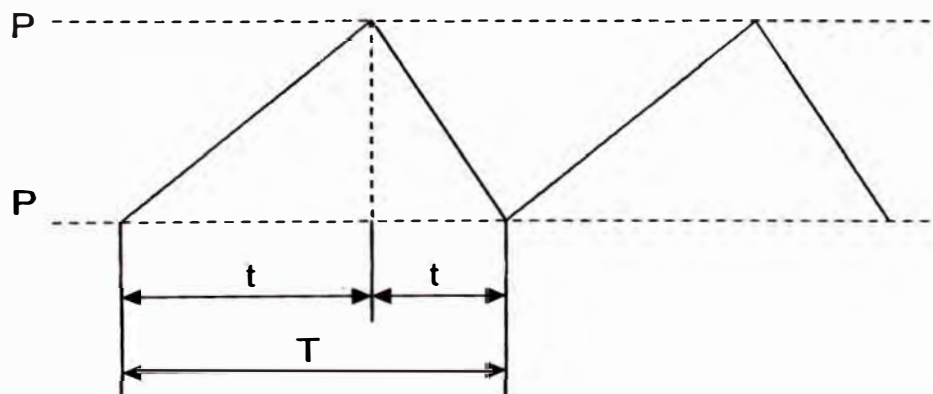


Fig. 5.9 Regulación del compresor

t_1 = Tiempo de carga (s)

t_2 = Tiempo de descarga (s)

T = Tiempo de duración de un ciclo ($t_1 + t_2$) (s)

El compresor suministra un caudal Q_c (l/s), mientras el consumo es Q_o (l/s).

La cantidad de aire que puede almacenarse durante el periodo de carga será

$$\Delta V = (Q_c - Q_o) t_1 \quad (5.6)$$

Durante el período de descarga esta cantidad de aire será consumida,

$$\Delta V = Q_o t_2 \quad (5.7)$$

Introduciendo el factor de consumo $\alpha = \frac{Q_o}{Q_c}$

Sustituyendo α en las ecuaciones (5.6) y (5.7) e igualando:

$(1-\alpha) t_1 = \alpha t_2$, de donde:

$$t_2 = \frac{1-\alpha}{\alpha} t_1$$

Sustituyendo en $T = t_1 + t_2$

$$T = t_1 + \frac{1-\alpha}{\alpha} t_1 = \frac{t_1}{\alpha} \quad (5.8)$$

Como la frecuencia es la inversa del periodo, así:

$$f = \frac{1}{T} = \frac{\alpha}{t_1} \quad (5.9)$$

Despejando t_1 de (5.6) y sustituyendo en (5.9), obtenemos:

$$f = \frac{\alpha(1-\alpha)Q_c}{\Delta V} \quad (5.10)$$

Esta frecuencia será máxima, cuando $df/d\alpha = 0$ y $\alpha = 0,5$.

$$f_{\max} = \frac{0,25 Q_c}{\Delta V} \quad (5.11)$$

El ciclo de trabajo no debe ser demasiado corto por el desgaste de algunos

Componentes del compresor y del equipo eléctrico.

Se recomienda limitar el ciclo de trabajo T a 30 segundos o sea

$$f_{\max} = 1/30$$

Capacidad del depósito

A partir de la ecuación de estado de los gases, el aumento de masa de aire en el depósito, asumiendo un proceso isotérmico, será:

$$\Delta m = \frac{(P_2 - P_1)V}{R \cdot T_0} \quad (5.12)$$

Donde:

Δm = Incremento de masa de aire (kg)

V = Volumen del depósito (m^3)

T_0 = Temperatura en el depósito (K)

El incremento de la cantidad de aire en el recipiente durante la carga, es igual al suministro del compresor menos el consumo durante dicho periodo.

En función de las condiciones de aspiración P_e y T_e , se tiene:

$$\Delta m = \frac{P_e}{RT_e} \cdot \Delta V \quad (5.13)$$

Donde:

ΔV = Aumento del volumen de aire durante la carga (m^3)

P_e = Presión de entrada (bar)

T_e = Temperatura de entrada (K)

Igualando las ecuaciones (5.12) y (5.13) y despejando V:

$$V = \frac{T_0}{T_e} \frac{P_e}{(P_2 - P_1)} \cdot \Delta V$$

Sustituyendo ΔV por su valor de la ecuación (5.11), se obtiene una formula para determinar el volumen del depósito:

$$V = \frac{0,25 \cdot Q_c \cdot P_e \cdot T_0}{f_{\max} \cdot \Delta P \cdot T_e} \quad (5.14)$$

Donde:

ΔP = Ajuste del presostato (bar)

f_{\max} = Frecuencia del ciclo (1/30)

Q_c = Caudal suministrado por el compresor (NI/s)

Criterios para dimensionar el depósito, que toman en cuenta factores productos de la experiencia y que no están incluidos en la formula deducida.

Para compresores con presión de trabajo hasta 8,8 bar y condiciones normales de operación, la capacidad del deposito en unidades de volumen ($m^3 - pie^3$) será un décimo de la capacidad del compresor en las mismas unidades por minuto.

Para compresores con sistema de control carga-descarga, el ajuste del presostato no debe ser inferior a 0,4 bar.

Para instalaciones normales de aire comprimido, donde la caída de presión en las líneas es menor a 0,1 bar, el volumen de aire contenido en la red puede ser sustraído del volumen calculado del depósito.

Sin embargo para tuberías con mucha extensión, donde pueden ocurrir caídas de presión considerables, o cuando el depósito se encuentra en la línea, no se debe restar todo el volumen de la instalación al volumen del depósito calculado. En estos casos solo la tubería principal debe ser considerada.

CAPITULO VI

OPTIMIZACION DEL SISTEMA DE DISTRIBUCION

6.1 DIÁMETRO DE LAS TUBERÍAS

Para determinar las dimensiones de las tuberías es necesario definir el trazado de las líneas principales y de servicio. Una aplicación se muestra en la figura 6.1, donde se conoce el plano de la planta, así como la ubicación de los puntos de consumo y se desea diseñar la red de tuberías.

Capacidad requerida:

Estación 1: 55,10 NI/s

Estación 2: 60,83

Estación 3: 40,17

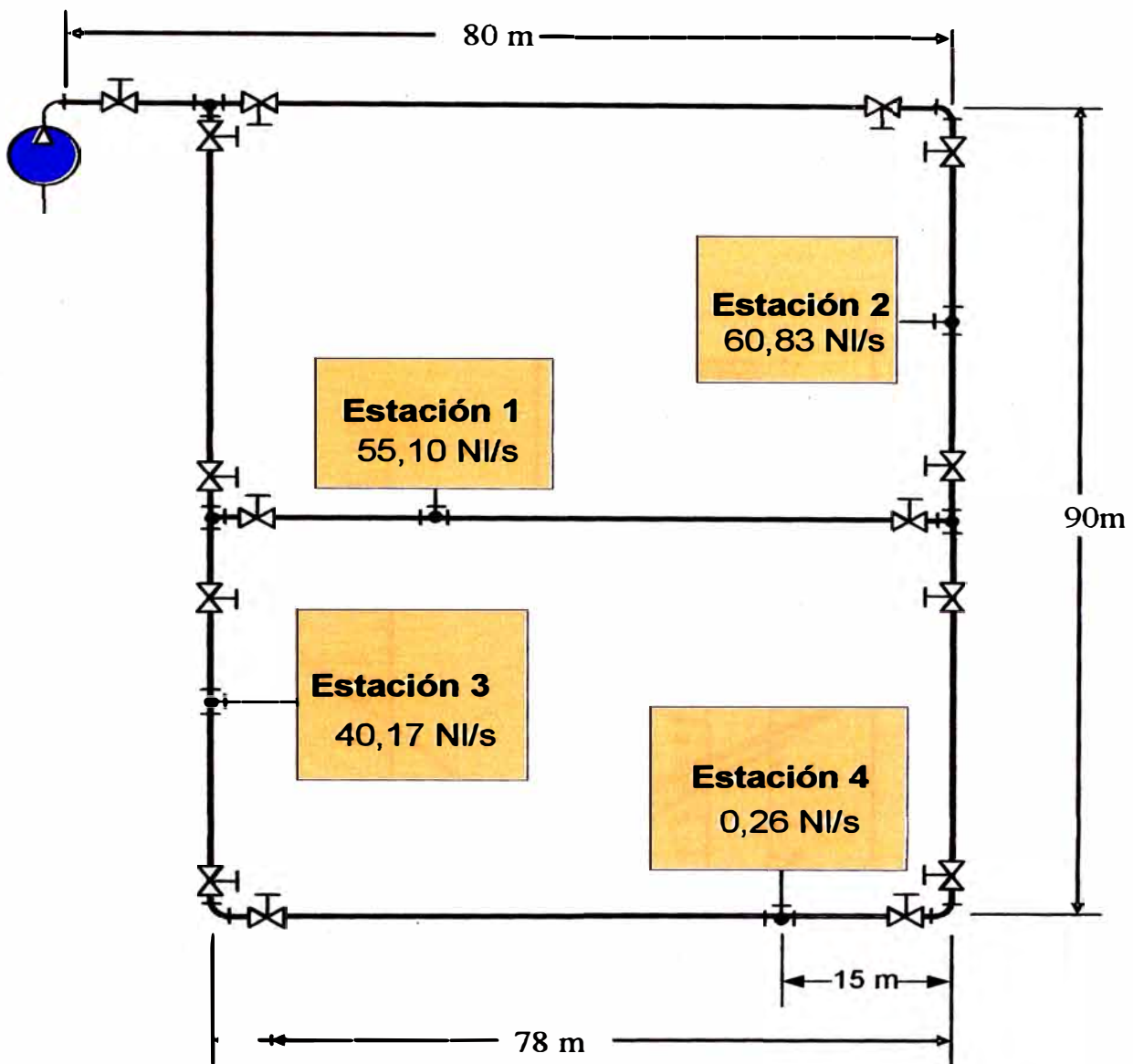
Estación 4: 0,26

Total: 156,36 NI/s

Por fugas (10%): $(0,1) (156,36) = 15,64$ NI/s

Por expansión (30%): $(0,3) (156,36) = 46,91$ NI/s

Caudal de aire libre 218,91 ~ 219 NI/s



Longitud recta de la tubería principal: Se considera la distancia del compresor al punto mas alejado de la línea principal, para nuestra instalación es de 170 m.

Los accesorios entre dichos puntos son:

- 7 válvulas compuerta.
- 3 Codos.
- 3 Tes.

Con el siguiente nomograma se determina en forma tentativa el diámetro de la tubería, considerando el caudal de 219 NI/s, la longitud recta de 170 m, presión de 7 bar (e) y una caída de presión de 0,1 bar.

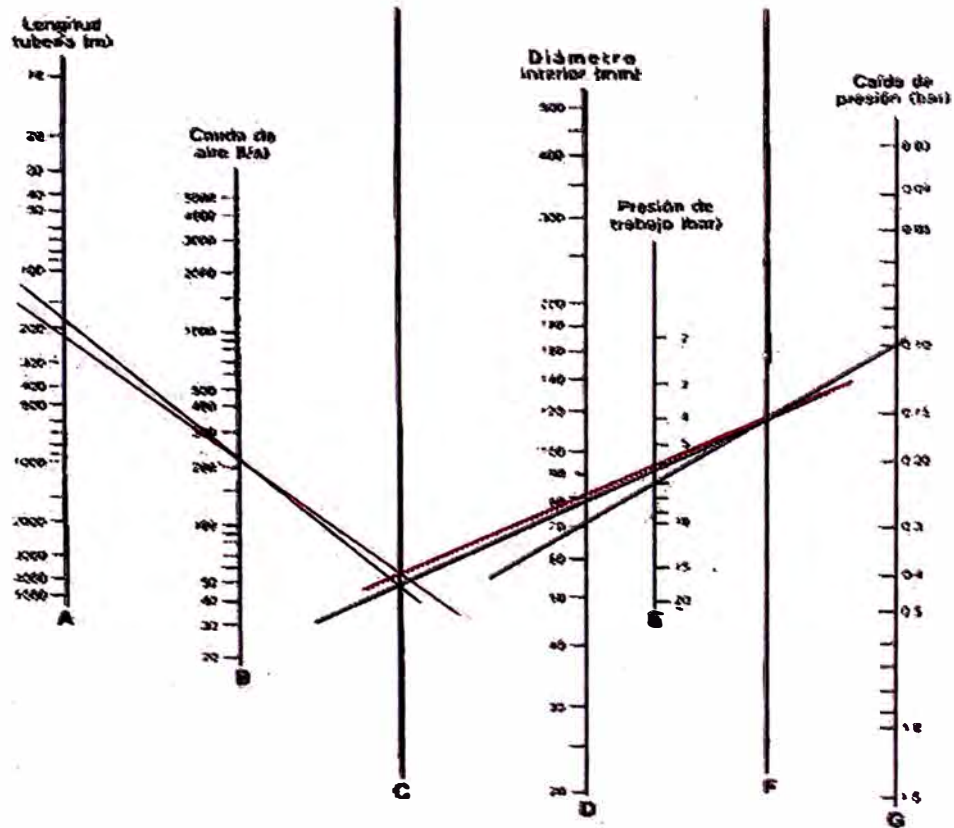


Fig. 6.2 Nomograma para la determinación del diámetro de la tubería

El diámetro tentativo es de 80 mm.

Con este diámetro en la fig. 6.3 se determinan las longitudes equivalentes de los accesorios.

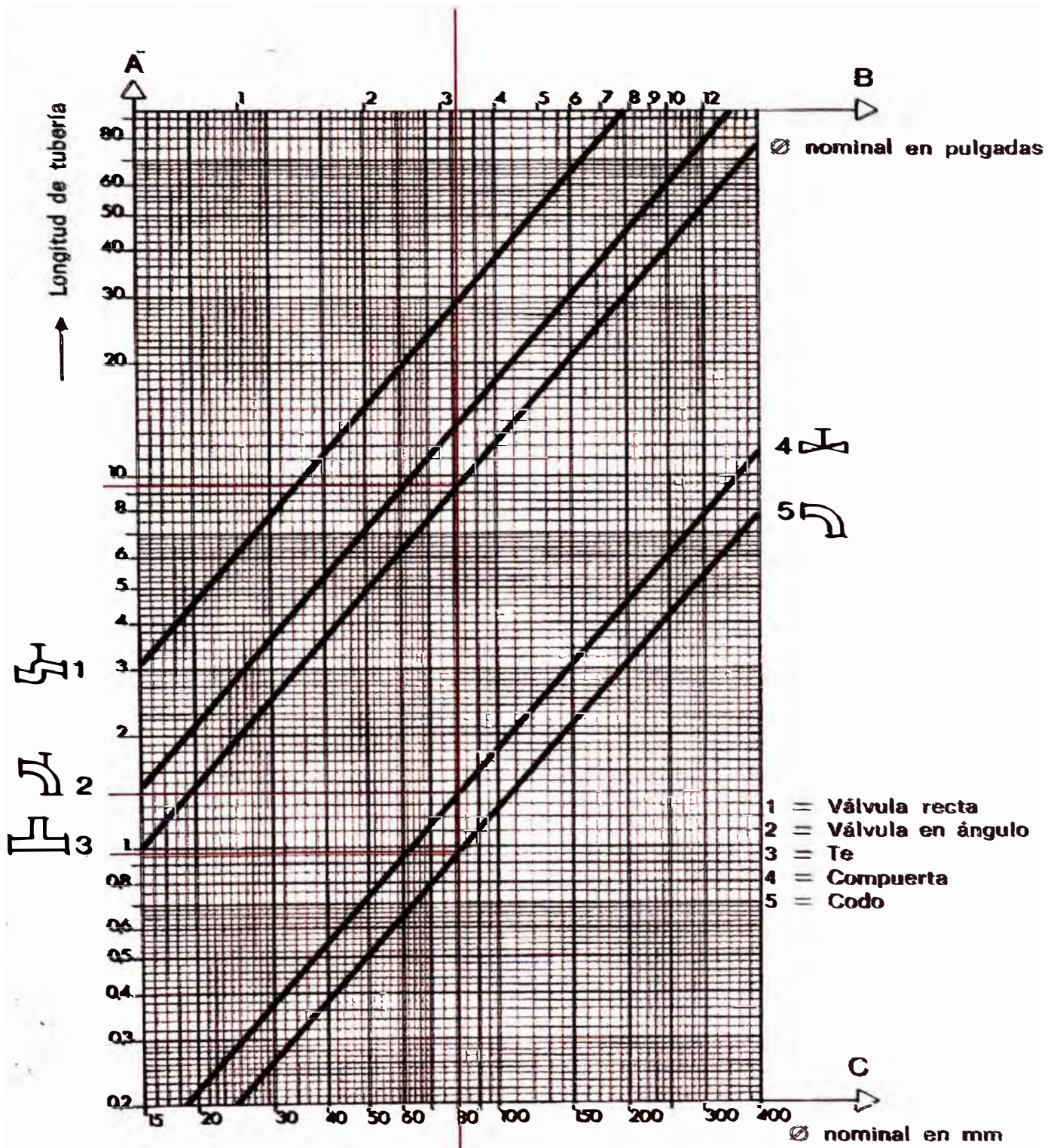


Fig. 6.3 Longitud equivalente de los accesorios

Longitudes equivalentes:

Válvula compuerta: $7 \times 1,4 = 9,4 \text{ m}$

Codos: $3 \times 0,95 = 1,95 \text{ m}$

Tes: $3 \times 9,4 = 28,2 \text{ m}$

Longitud equivalente total = $9,4 + 1,95 + 28,2 = 39,55 \text{ m} \sim 40 \text{ m}$

Nueva longitud a considerar = $170 + 40 = 210 \text{ m}$

En el nomograma fig. 6.2, se corrige la longitud y nos da un diámetro:

$D = 83 \text{ mm} \sim 3 \frac{1}{4}''$

Las tuberías secundarias serían de $1 \frac{5}{8}''$.

6.2 TENDIDO DE LA RED

Consideraciones para la instalación de una red de aire comprimido:

- a) Levantar un plano acotado de la fábrica o taller, situando los puntos de consumo de aire.
- b) Localizar el lugar de emplazamiento de los compresores.
- c) Trazado de la red según la configuración del edificio y las actividades que se desarrollan dentro de la planta, escogiendo el mejor itinerario para la tubería principal.
- d) Tendido de la tubería de modo que, se elijan las distancias mas cortas y procurando que sean lo mas rectas posible, evitando innecesarios cambios de dirección, codos, dobleces, derivaciones, reducciones de sección.

- e) **Montaje aéreo de la red, pues así se consigue una mejor inspección y un buen mantenimiento.**
- f) **Por medida de seguridad se debe evitar que establezcan contacto con cables eléctricos.**
- g) **Al montar las conducciones se deben sujetar de tal manera que permitan variaciones longitudinales por efecto de fluctuaciones de temperatura.**
- h) **No deben hacerse nuevas tomas de aire en tuberías existentes sin comprobar antes si sus diámetros son todavía suficientes para una cantidad adicional de aire comprimido.**
- i) **Las tuberías principales deben estar ampliamente dimensionadas para poder atender la demanda de aire sin perdida excesiva de presión y estar ligeramente inclinadas (1/200) en el sentido del flujo de aire, colocando al extremo de la tubería, un ramal de bajada provisto de una purga manual o automática.**
- j) **Colóquense siempre llaves de paso en las tuberías principales y secundarias, para efectuar mantenimiento a las mismas o hacer nuevas tomas, sin necesidad de que se produzca un tiempo de parada.**
- k) **Cuando se forma un cambio de pendiente o de dirección, debe preverse una toma para colocar una purga.**

- l) Las tomas de aire no deben hacerse de la parte inferior de la tubería, sino por la parte superior, a fin de evitar que el agua condensada llegue a los equipos neumáticos.
- m) Debe disponerse de un plano isométrico de la instalación con dimensiones de la tubería e indicación de los elementos que la integran; y de una ficha con los datos de cada equipo y la fecha de revisión de cada uno de ellos, así como la recomendación del fabricante para su mantenimiento.

CAPITULO VII

ANÁLISIS ECONÓMICO

La evaluación y monitoreo de los parámetros de una instalación neumática, proporcionan indicadores, que servirán para la gestión y mantenimiento del funcionamiento de un sistema de aire comprimido, con el fin de reducir costos por optimización de funcionamiento.

Beneficios de una evaluación de un sistema de aire comprimido:

- Costes operativos reducidos
- Productividad de fabricación mejorada
- Reducción de gastos de capital

Los problemas asociados con el funcionamiento de un sistema de aire comprimido moderno son bastante complejos y a veces no son visibles.

Las evaluaciones ayudan a optimizar los sistemas, ¡y a veces esto trae consigo la parada de compresores! Esto parece increíble, pero es verdad.

Los problemas del sistema de aire requieren soluciones totales. Una evaluación del sistema de aire ayuda a definir los problemas del sistema, tanto si están relacionados con la demanda como con la distribución o con el

suministro, lo que permite desarrollar soluciones eficaces en coste para alcanzar los objetivos de rendimiento de la inversión.

El aire es gratis. ¡Pero el aire comprimido no lo es!

No se puede gestionar lo que no se mide.

7.1 PREFACTIBILIDAD DE MODULOS DE CONTROL Y MEDICIÓN DE FLUJO DE AIRE COMPRIMIDO EN UNA MINA

La presente es una propuesta técnica y económica para la medición de aire comprimido en los equipos para la Unidad minera de Retamas – Parcoy, ubicada en la Libertad, con el fin de reducir sus costos en el consumo de aire comprimido.



FIG. 7.1 Unidad Minera Retamas -Parcoy

Objetivo

Optimizar el despacho y consumo de aire comprimido

Administrar y Controlar los CFM necesario para las 3 zonas de operación de la Mina, midiendo en tiempo real sus consumos.

Monitorear a los siguientes parámetros: caudal, presión, temperatura y demás parámetros proporcionados por la compresora Sullair.

Obtener un ahorro en función a la mejor administración de tiempos de operación de las perforadoras, palas neumáticas y otros equipos neumáticos, reduciendo con este la generación innecesaria de aire comprimido en las casas de compresoras.

Alcances Técnicos

Del Gabinete de control

Se propone en instalar un gabinete que alojará los equipos de control y una pantalla de PanelView Plus en la que se podrá visualizar el flujo de aire comprimido, abrir o cerrar la válvula de control, alarmas y tendencias.

El transmisor de flujo, así como la válvula de control serán de 6 pulgadas de diámetro

De la Estación en Casa de Fuerza

El PLC que irá instalado en Casa de Fuerza será del modelo CompactLogix, que se encargará del control del Aire Comprimido en las tres zonas. Este PLC también será preparado para que más adelante realice el monitoreo y control y administración del combustible. El PLC escaneará la información de los módulos remotos Flex I/O y enviará la información de las tres estaciones al sistema de supervisión SCADA.

Se generará una pantalla con los valores en tiempo real de las tres estaciones, mostrando valores de flujo y posición de la válvula de control.

Se generarán pantallas de tendencias en tiempo real del flujo entregado por cada una de las 3 estaciones.

Se desarrollarán pantallas para el monitoreo de los parámetros entregados por las compresoras:

- Arquitectura del sistema indicando el estado de la red.
- Pantalla con la indicación y posición de la Válvula de Control.
- Pantallas de tendencias en tiempo real por cada una de las tres estaciones de Aire Comprimido.

Consideraciones para el Montaje de los Transmisores y Válvulas de Control

Zona de Candelaria

Instalación del Transmisor de Flujo:

El Transmisor será instalado en donde indica la flecha roja.

Se debe considerar que debe haber una longitud no menor de 60'' (0.76 m) antes y 30'' (1.52 m) después del transmisor de flujo de tubería recta y libre de equipos.

Se debe considerar estas distancias para obtener una óptima performance del equipo.

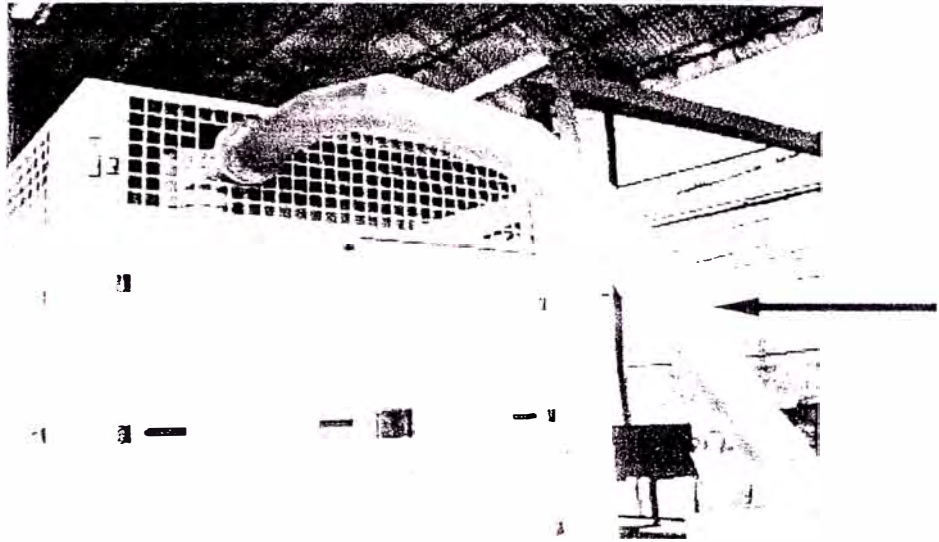


FIG. 7.2 Instalación del Transmisor de Flujo

Instalación de la Válvula de Control de Flujo:

La válvula será instalada en donde indica la flecha roja.

No hay consideraciones adicionales para su instalación.

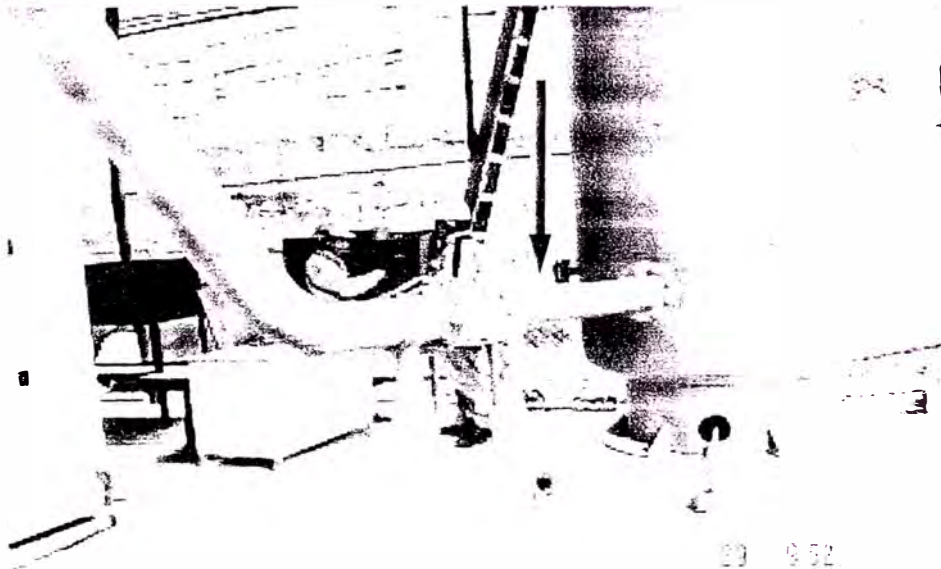


FIG. 7.3 Instalación de la Válvula de Control de Flujo

Zona de Cáchica

Instalación del Transmisor de Flujo:

El Transmisor será instalado en donde indica la flecha roja.

Se debe considerar que debe haber una longitud no menor de 60'' (0.76 m) antes y 30'' (1.52 m) después del transmisor de flujo de tubería recta y libre de equipos. Se debe considerar estas distancias para obtener una óptima performance del equipo.



FIG. 7.4 Instalación del Transmisor de Flujo

Instalación de la Válvula de Control de Flujo:

La válvula será instalada en donde indica la flecha roja.

No hay consideraciones adicionales para su instalación.

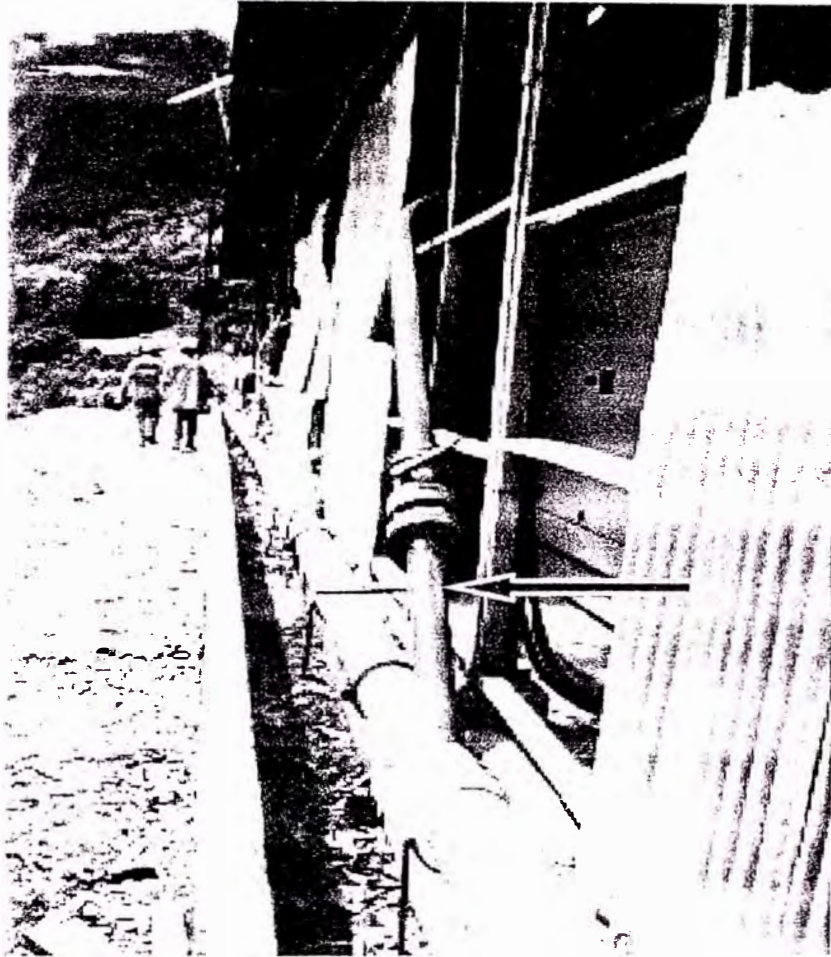


FIG. 7.5 Instalación de la Válvula de Control de Flujo

Zona de Casa de Fuerza

Instalación del Transmisor de Flujo:

El Transmisor será instalado en donde indica la flecha roja.

Se debe considerar que debe haber una longitud no menor de 60'' (0.76 m) antes y 30'' (1.52 m) después del transmisor de flujo de tubería recta y libre

de equipos. Se debe considerar estas distancias para obtener una óptima performance del equipo.

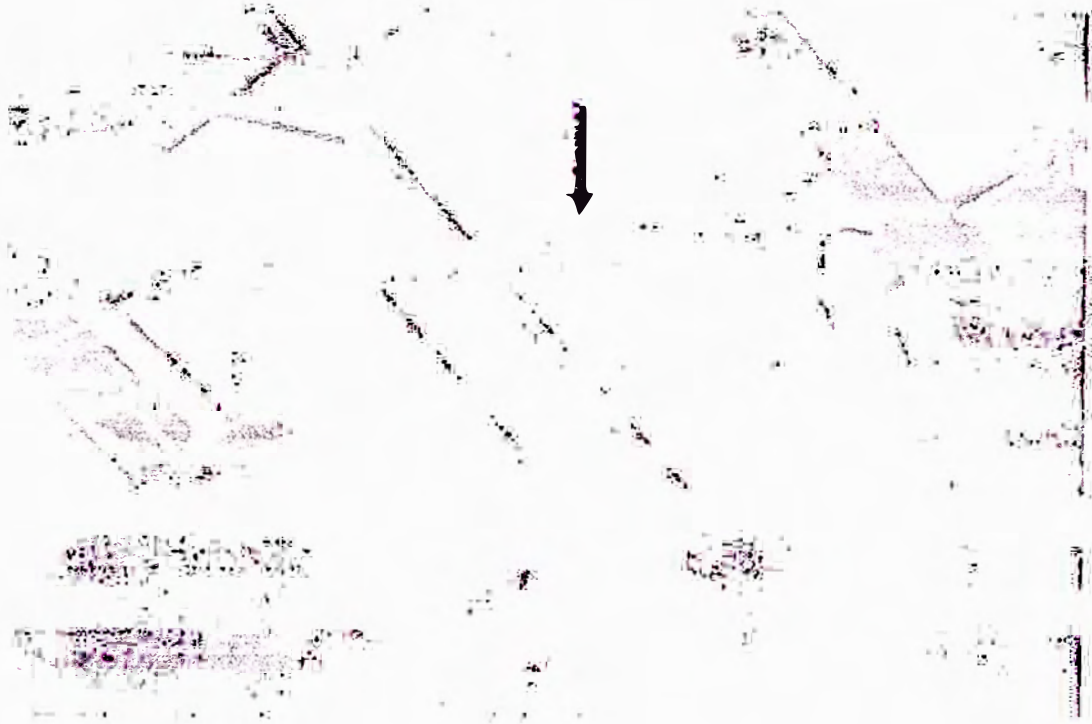


FIG. 7.6 Instalación del Transmisor de Flujo

Instalación de la Válvula de Control de Flujo:

La válvula será instalada en donde indica la flecha roja.

No hay consideraciones adicionales para su instalación.

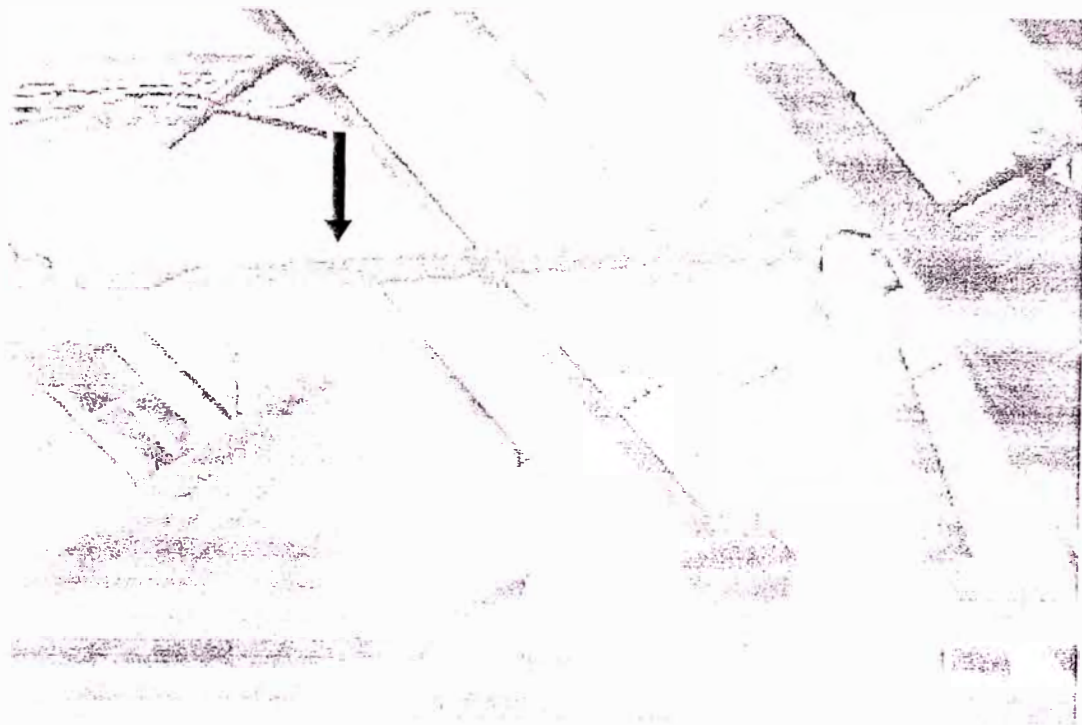


FIG. 7.7 Instalación de la Válvula de Control de Flujo

Características Técnicas de los Equipos

Transmisor de Flujo

MODEL: Vortex Flowmeter - Flanged

FUNCTION: Measures Liquid, Gas, Or Steam Flows By Monitoring The Action Of Vortices Formed In The Fluid Flow Through The Meter; Flanged End Connections.

ELECTRONIC TYPE: Intelligent Electronics (HART)

NOMINAL METER SIZE: 6-Inch (150 mm)

BODY AND FLANGE MATERIAL: Fabricated (304 ss/316 ss) Tubing And Flanges And (316 ss) Shedder

END CONNECTIONS: ANSI Class 300

SINGLE OR DUAL MANIFOLD AND ISOLATION VALVING: Single Manifold;
No Isolation Valve

SENSOR: Silicone Fill 0 To 400 Degrees F (-20 To 200 C) Stainless Steel

MOUNTING FOR ELECTRONIC HOUSING: Integral Top Mounted

DISPLAY/OUTPUT INDICATOR: Full Function Digital Display/Configurator

ELECTRICAL CERTIFICATION:

CSA, Europe, FM, And SAA Testing Laboratories As Described Below:

CSA, ia, ia Connection And CSA, d; FM, ia, ia Connection And FM d; SAA,
ib, ib Connection And SAA d

Válvula mariposa con actuador eléctrico

Marca ABZ

Modelo 6" 396-979, con actuador eléctrico ABZ 15

Torque 1315 in/ lb 115 Vac, 2 SPDT, manual override, handwheel, NEMA 4,
6 con tarjeta de posición de 4 a 20 mA

Cuerpo en dúctil acero, disco 316SS

Arquitectura

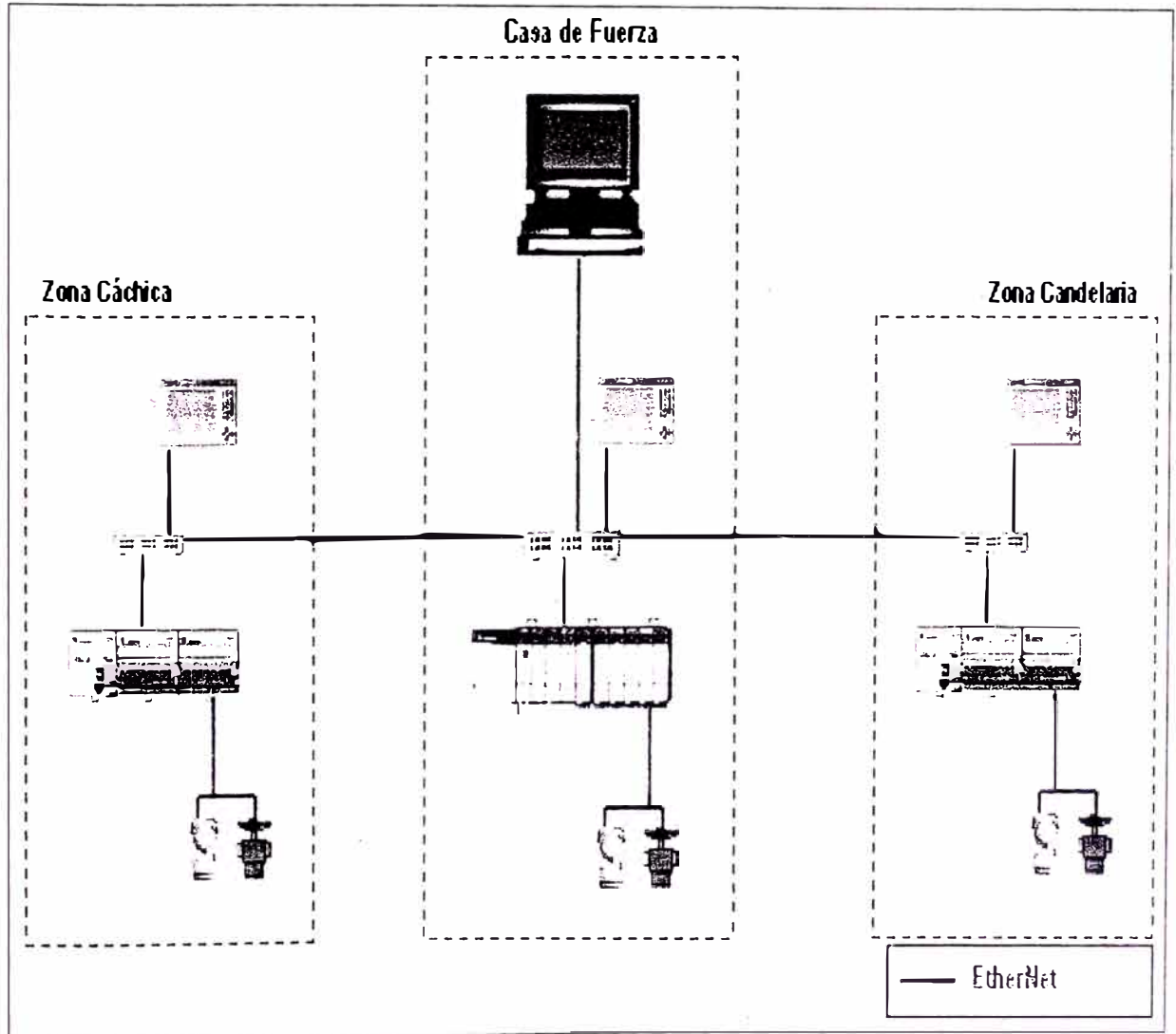


FIG. 7.8 Esquema de la arquitectura de todo el sistema

Resumen Económico del Proyecto

| It. | Tabla | Descripción | Precio Total |
|------------|--------------|---|---------------------|
| 1 | Tabla 7.2 | Módulo 1: Estación Candelaria | 10400,98 |
| 2 | Tabla 7.3 | Módulo 2: Estación Casa de Fuerza | 14643,24 |
| 3 | Tabla 7.4 | Módulo 3: Estación Cáchica | 10400,98 |
| 4 | Tabla 7.5 | Software de enlace | 2163,00 |
| 5 | Tabla 7.6 | Servicios de Ingeniería | 6950,00 |
| 6 | Tabla 7.7 | Servicio de Desarrollo de la Interfase Hombre Máquina. | 580,80 |
| | | Tabla N° 1 | TOTAL US(\$) |
| | | | 45139,00 |

Tabla 7.1 Resumen Económico

Detalles Económicos del Proyecto:**Módulo 1: Estación Candelaria**

| It. | Descripción | Und. | Cnt. | Precio Unitario | Precio Total |
|------------|--|-------------|-------------|------------------------|---------------------|
| 1 | Módulo Combo de 4 Entradas y 2 Salidas Analógicas | pz | 1 | 775,20 | 775,20 |
| 2 | Base de Conexión de 3 hilos | pz | 1 | 148,75 | 148,75 |
| 3 | Adaptador EtherNet para Flex I/O | pz | 1 | 547,40 | 547,40 |
| 4 | Fuente de Alimentación 110/220 Vca a 24 Vcc; 1,3 A | pz | 1 | 148,75 | 148,75 |
| 5 | PanelView Plus 400 escala de grises, teclado, alimentación CA, Incluye RS232, Ethernet y USB, 32MB Flash/64Mb RAM | pz | 1 | 743,31 | 743,31 |
| 6 | Vortex Flowmeter - Flanged | pz | 1 | 4233,92 | 4233,92 |
| 7 | Válvulas mariposa con actuador eléctrico | pz | 1 | 2380,80 | 2380,80 |
| 8 | Gabinete IP56 Incluye: Porta esquemas, interruptor de puerta, lámpara. Transformador de aislamiento, fuente de poder, switch, bornes de paso, bornes fusibles. Bornes y grupos totalmente codificados e identificados. Embalaje y accesorios de montaje incluidos. | pz | 1 | 942,84 | 942,84 |
| 9 | Accesorios | pz | 1 | 480,00 | 480,00 |
| | | | | TOTAL US(\$) | 10400,98 |

Tabla 7.2 Estación Candelaria

Módulo 2: Estación Casa de Fuerza

| It. | Descripción | Und. | Cnt. | Precio Unitario | Precio Total |
|-----|--|------|------|---------------------|-----------------|
| 1 | Terminador Final Izquierdo | pz | 1 | 34,85 | 34,85 |
| 2 | Módulo Compact I/O combo de 4 Entradas / 2 Salidas Analógicas de baja resolución | pz | 1 | 472,60 | 472,60 |
| 3 | Procesador CompactLogix EtherNet (1,5 MB) | pz | 1 | 2801,60 | 2801,60 |
| 4 | Fuente de Alimentación para Compact I/O a 110/220 Vca, 4 A @ 5V | pz | 1 | 362,95 | 362,95 |
| 5 | PanelView Plus 600, Color, Teclado, Alimentación CC, Incluye RS232, EtherNet y USB, 32MB Flash/64MB RAM | pz | 1 | 1990,83 | 1990,83 |
| 6 | Vortex Flowmeter – Flanged | pz | 1 | 4233,92 | 4233,92 |
| 7 | Válvulas mariposa con actuador eléctrico | pz | 1 | 2380,80 | 2380,80 |
| 8 | Gabinete IP56 Incluye: Porta esquemas, interruptor de puerta, lámpara. Transformador de aislamiento, fuente de poder, switch, bornes de paso, bornes fusibles. Bornes y grupos totalmente codificados e identificados. Embalaje y accesorios de montaje incluidos. | pz | 1 | 1885,68 | 1885,68 |
| 9 | Accesorios | pz | 1 | 480,00 | 480,00 |
| | | | | TOTAL US(\$) | 14643,24 |

Tabla 7.3 Estación Caja de Fuerza

Módulo 3: Estación Cáchica

| It. | Descripción | Und. | Cnt. | Precio Unitario | Precio Total |
|-----|--|------|------|---------------------|-----------------|
| 1 | Módulo Combo de 4 Entradas y 2 Salidas Analógicas | pz | 1 | 775,20 | 775,20 |
| 2 | Base de Conexión de 3 hilos | pz | 1 | 148,75 | 148,75 |
| 3 | Adaptador EtherNet para Flex I/O | pz | 1 | 547,40 | 547,40 |
| 4 | Fuente de Alimentación 110/220 Vca a 24 Vcc; 1,3 A | pz | 1 | 148,75 | 148,75 |
| 5 | PanelView Plus 400 escala de grises, teclado, alimentación CA, Incluye RS232, Ethernet y USB, 32MB Flash/64Mb RAM | pz | 1 | 743,31 | 743,31 |
| 6 | Vortex Flowmeter - Flanged | pz | 1 | 4233,92 | 4233,92 |
| 7 | Válvulas mariposa con actuador eléctrico | pz | 1 | 2380,80 | 2380,80 |
| 8 | Gabinete IP56 Incluye: Porta esquemas, interruptor de puerta, lámpara. Transformador de aislamiento, fuente de poder, switch, bornes de paso, bornes fusibles. Bornes y grupos totalmente codificados e identificados. Embalaje y accesorios de montaje incluidos. | pz | 1 | 942,84 | 942,84 |
| 9 | Accesorios | pz | 1 | 480,00 | 480,00 |
| | | | | TOTAL US(\$) | 10400,98 |

Tabla 7.4 Estación Cáchica

Software de Supervisión

| It. | Descripción | Und. | Cnt. | Precio Unitario | Precio Total |
|-----|---------------------------------------|------|------|---------------------|----------------|
| 1 | RSView32 Works 150 con RSLinx. Inglés | pz | 1 | 2163,00 | 2163,00 |
| | | | | TOTAL US(\$) | 2163,00 |

Tabla 7.5 Software de Supervisión

Servicios de Ingeniería

| Item | Descripción | Precio Total |
|---------------------------|---|----------------|
| 1.00 | Fase I: Inicio del Proyecto | |
| | Definición de Grupos de Trabajo. | |
| | Definición de los Alcances de cada Grupo de Trabajo. | |
| | Revisión de procedimientos y documentación del sistema. | |
| | Elaboración del documento preliminar "Alcances del proyecto". | |
| 2.00 | Fase II: Ingeniería Básica | |
| | Verificación de los requerimientos de equipos. | |
| | Diseño de la estrategia del sistema de control. | |
| | Revisión del documento final "Alcances del Proyecto". | |
| | Reunión de Aceptación de la Ingeniería Básica. | |
| 3.00 | Fase III: Ingeniería de Detalle | |
| | Definir la configuración general de la aplicación de control. | |
| | Desarrollo de las rutinas de control. | |
| | Desarrollo de las interfaces del operador. | |
| | Elaboración final del documento "Alcance del Proyecto". | |
| 4.00 | Fase IV : Montaje y Cableado de Equipos en Taller | |
| | Montaje de equipos en el gabinete de control. | |
| | Servicio de configuración de equipos en gabinete. | |
| 5.00 | Fase V: Integración y Pruebas del Sistema de Control | |
| | Prueba de integración y simulación del sistema en taller | |
| | Documentación del sistema | |
| 6.00 | Fase VI: Cableado de Señales de Campo y Montaje de Equipos | |
| | Cableado y conexión de elementos de campo. | |
| | Montaje de tablero y pruebas. | |
| 7.00 | Fase VII : Prueba de Aceptación del Cliente | |
| | Verificación del montaje y cableado de los equipos. | |
| | Prueba de la secuencia de operación. | |
| 8.00 | Revisión de las alarmas. | |
| | Fase VIII : Puesta en Marcha y Comisionamiento | |
| | Cargar las rutinas de control en el PLC y las pantallas en el Sistema de Supervisión. | |
| | Activación de las estrategias de control . | |
| | Aceptación del sistema en planta. | |
| | Protocolo de entrega en base a "Alcances del Proyecto". | |
| Entrenamiento del sistema | | |
| 9.00 | Fase IX : Cierre del Proyecto | |
| | Evaluación de la performance del sistema. | |
| | Actualización de la documentación tal como se ha entregado. | |
| | Firma del "Acta de Entrega y Conformidad" del sistema. | |
| 10.00 | Transporte | |
| TOTAL US(\$) | | 6950,00 |

Tabla 7.6 Servicios de Ingeniería

Servicio de Desarrollo de la Interfase Hombre Máquina

| Item | Descripción | Precio Total |
|---------------------|--|---------------|
| 1.00 | Desarrollo de la Interfase Hombre Máquina Configuración del sistema de supervisión. Desarrollo de las pantallas de supervisión. Desarrollo de la rutina de direccionamiento a base de datos SQL. | |
| TOTAL US(\$) | | 580,80 |

Tabla 7.7 Servicio de Desarrollo de la Interfase

7.2 PREFACTIBILIDAD DE INTEGRACIÓN DE LA COMPRESORA SULLAIR CON EL SISTEMA DE MONITOREO Y CONTROL EN LA MINA

Objetivo

- Realizar la conexión de la Compresora Sullair con el ControlLogix del Sistema de Energía.
- Desarrollo de la Interfase del Operador para el monitoreo y control remoto de la Compresora Sullair.

Alcances Técnicos

La presente propuesta muestra una solución para el Monitoreo y Control Remoto de la compresora Sullair. La misma que a continuación describimos. La compresora Sullair posee un puerto de comunicaciones RS-485, con protocolo propietario Supervisor II, se requiere convertir este protocolo a Modbus para lo cual se ha seleccionado el Módulo OMNII-COMM, que

posee 3 puertos RS-232/485 configurables, uno de ellos se configurará en Supervisor II como Maestro para comunicarse con el compresor, mientras que el otro puerto se configurará en Modbus como Esclavo para la comunicación con el Micrologix que actuará como maestro.

El puerto RS-485 del compresor, no permite el control de Arranque y Parada por comunicación, para lo cual estamos incluyendo un Micrologix 1100 para la recolección de estas señales y finalmente tener el control del compresor. El Micrologix recolectará las señales de Arranque y Parada del compresor y será integrado en la red EtherNet.

Se desarrollará una pantalla similar a la que se encuentra en el Panel de Operación de la compresora, en esta pantalla se podrá controlar el Arranque, Parada y monitorear los Valores de Presión, Temperatura entre otros.

Arquitectura

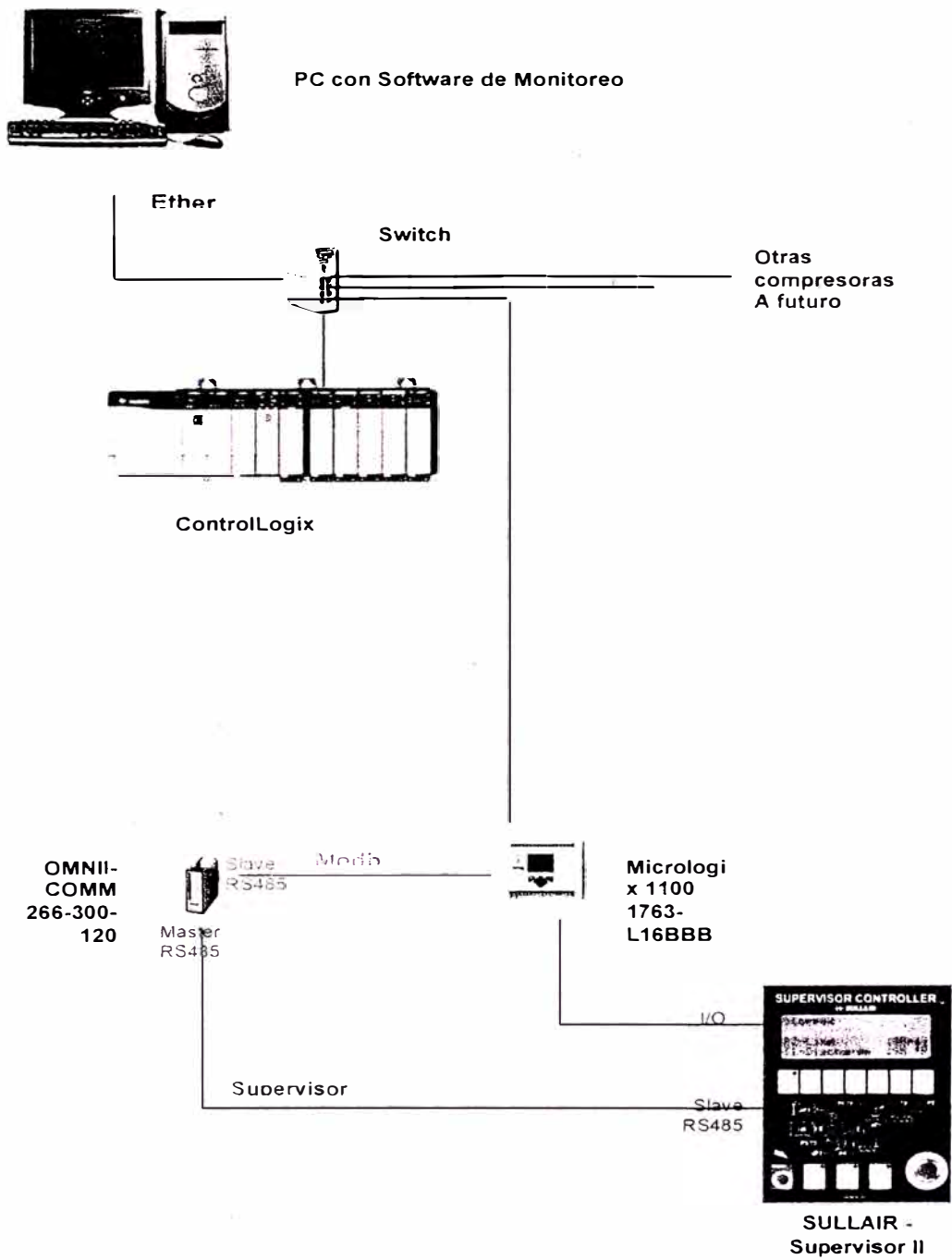


FIG. 7.9 Esquema de arquitectura Sullair

Detalle Económico del Proyecto:

Resumen Económico del Proyecto

| It. | Tabla | Descripción | Precio Total |
|-----|------------|---------------------|---------------|
| 1 | Tabla 7.9 | Equipos | 3220,89 |
| 2 | Tabla 7.10 | Servicios | 4505,91 |
| | | TOTAL US(\$) | 7726,8 |

Tabla 7.8 Resumen Económico Sullair

Equipos

| It. | Descripción | Und. | Cnt. | Precio Unitario | Precio Total |
|-----|--|------|------|---------------------|----------------|
| 1 | OMNII-COMM DIN-Rail Mountable Universal Communications Module | pz | 1 | 1566,00 | 1.566,00 |
| 2 | Micrologix 1100 Alimentación: 24 Vcc. Entradas: (6) 24 Vcc, (4) Fast 24 Vcc, (2) Analog V. Salidas: (2) Relay, (2) 24 Vcc FET, (2) Fast 24 Vcc FET. | pz | 1 | 577,61 | 577,61 |
| 3 | Fuente de poder, 110/220 Vac, 100W, 4.2 A @ 24 Vdc | pz | 1 | 186,84 | 186,84 |
| 4 | Transformador de aislamiento | pz | 1 | 90,00 | 90,00 |
| 5 | Gabinete Mural IP56 Dimensiones: 800 x 600 x 250 mm Incluye: Porta esquemas, ángulos de fijación mural. Circuits Breakers, Borneras estándar, porta fusibles, tierra, marcas. Cables, marcas de cables, canaletas. Accesorios de cableado interno. | pz | 1 | 725,44 | 725,44 |
| 6 | Accesorios | pz | 1 | 75,00 | 75,00 |
| | | | | TOTAL US(\$) | 3220,89 |

Tabla 7.9 Equipos Sullair

Servicios

| Item | Descripción | Precio Total |
|---------------------|---|----------------|
| 1,00 | Desarrollo de Planos | |
| | Planos del Gabinete | |
| | Diagrama de red | |
| 2,00 | Armado de Gabinete en Taller | |
| | Acondicionamiento | |
| | Instalación de equipos y accesorios. Cableado interno. | |
| 3,00 | Servicio de Configuración | |
| | Configuración de equipos | |
| 4,00 | Servicio de Programación | |
| 5,00 | Cableado y conexión | |
| | Cableado de comunicación del Módulo OMNII-COMM. | |
| | Cableado de las señales I/O directas del compresor. | |
| | Conexión de cables de comunicación y de I/Os | |
| 6,00 | Pruebas y Comisionamiento | |
| | Pruebas en vacío de los equipos de control | |
| | Pruebas de aislamiento de equipos | |
| | Comisionamiento del gabinete | |
| 7,00 | Integración y Conexión | |
| | Integración de Sistemas | |
| | Configuración y levantamiento de la Red | |
| 8,00 | Servicio de Diseño de Pantalla | |
| | Pantalla de Control y Monitoreo | |
| | Subpantallas de controles auxiliares. | |
| 9,00 | Arranque y Puesta en Operación | |
| 10,00 | Desarrollo de Manuales y Documentación | |
| | Recopilación de manuales, planos del gabinete de control. | |
| | Desarrollo del Manual de operación de la aplicación | |
| 11,00 | Capacitación en el sistema implantado | |
| | Al personal de operación, durante 1 día | |
| | Al personal de mantenimiento, durante 1 día | |
| TOTAL US(\$) | | 4505,91 |

Tabla 7.10 Servicios Sullair

7.3 RESULTADOS ESPERADOS CON LA IMPLEMENTACIÓN

Reducción de los Costos operativos

En todas las evaluaciones e implementaciones, el objetivo es reducir los costes operativos utilizados en el sistema.

- Eliminar costosas fugas de aire y la demanda artificial.
- Los costes operativos podrán reducirse.
- Las reducciones en energía, mantenimiento, agua y alquileres alimentarán los resultados de su balance final.

Mejora la productividad

Una evaluación detallada del sistema puede mejorar de manera espectacular la productividad de toda la empresa.

- Estabilizar la presión de aire bajo todas las condiciones en todos los puntos de utilización.
- Eliminar los problemas de humedad, aceite o contaminación, tanto si la causa básica es el equipo como si es la aplicación.
- Resolver problemas de producción y proceso. El aire comprimido puede ser "invisible," pero esto no significa que no pueda ser la causa de problemas de proceso cuando se aplica incorrectamente.

Minimiza o elimina costos de capital futuros

El conocimiento de los hechos elimina las costosas especificaciones y compras basadas en "conjeturas".

Si el sistema está a punto de someterse a una expansión, una evaluación puede ayudar a extraer más rendimiento del sistema existente, demorando así la necesidad de comprar otro compresor. Si la expansión requiere compresores adicionales, la evaluación puede determinar con exactitud el tamaño correcto de los componentes en lugar de adquirir un equipo excesivamente grande. Esto ahorra dinero en general: en equipo, en instalación y en funcionamiento.

7.4 Análisis de los indicadores de Rentabilidad

La empresa genera el aire comprimido con compresoras eléctricas, cuya capacidad instalada es de 9000 SCFM a 2750 msnm, con una demanda de 7500 SCFM para una producción de 1500 TMH, anualmente genera un promedio de 3,0 giga de pies cúbicos de aire, para las operaciones mineras. De todas estas compresoras vamos a analizar la Sullair, con los respectivos proyectos:

| EGRESOS | 1 |
|---------------------|-----------------|
| Proyecto I (US\$) | 45139,00 |
| Proyecto II (US\$) | 7726,80 |
| TOTAL (US\$) | 52866,80 |

Tabla 7.11 Egresos totales en Automatización

| AHORROS | |
|-------------------------------------|----------|
| Gastos del compresor anual (US\$) * | 31000,00 |
| Ahorro con mejoras % | 40% |
| Ahorro con Proyectos (US\$) | 12400,00 |

Tabla 7.12 Ahorro con la mejoras y la Automatización

| | |
|------------|-----------|
| Desembolso | -52866,80 |
| Año 1 | 12400,00 |
| Año 2 | 12400,00 |
| Año 3 | 12400,00 |
| Año 4 | 12400,00 |
| Año 5 | 12400,00 |
| Año 6 | 12400,00 |
| Año 7 | 12400,00 |
| Año 8 | 12400,00 |
| Año 9 | 12400,00 |
| Año 10 | 12400,00 |

Tabla 7.13 Flujo de Caja de 10 años de vida del proyecto

Cálculo del VAN (Valor Actual Neto)

Con el flujo de caja de la tabla 6.12, tomamos un 12% de tasa de descuento, para analizar el proyecto, y procedemos a obtener el VAN

$$VAN(12\%) = -52866.8 + \frac{12400.00}{1.12} + \frac{12400.00}{1.12^2} + \frac{12400.00}{1.12^3} + \frac{12400.00}{1.12^4} + \dots + \frac{12400.00}{1.12^{10}}$$

$$VAN(12\%)(US\$) = 17195,97$$

De este análisis, reforzamos la viabilidad de nuestro proyecto tanto en la parte técnica como en la parte económica, no obstante el uso del indicador TIR (Tasa Interna de Retorno), es propicia para hacer la comparación de nuestro proyecto con otros similares.

Cálculo del TIR (Tasa Interna de retorno)

Con el flujo de caja de la tabla 6.12, procedemos a obtener la TIR.

$$0 = -52866.8 + \frac{12400.00}{(1+i)} + \frac{12400.00}{(1+i)^2} + \frac{12400.00}{(1+i)^3} + \frac{12400.00}{(1+i)^4} + \dots + \frac{12400.00}{(1+i)^{10}}$$

$$i = 20\%$$

Y con este análisis, reforzamos la viabilidad de nuestro proyecto tanto en la parte técnica como en la parte económica.

Es interesante comentar este resultado, debido a que los actuales proyectos eléctricos en el área de generación sus proyectos tienen tasas internas de retorno de 18%, con este valor le damos la viabilidad económica a nuestro proyecto de automatización y control.

CONCLUSIONES

1- Un sistema de aire comprimido, con una vida promedio de 10 a 15 años, divide sus gastos en un 83% en electricidad, 13% en inversiones de capital y 4% en mantenimiento. Como se puede ver, la electricidad juega un rol tan importante que se justifica una evaluación energética en busca de reducir dicho gasto.

2- Entre los beneficios de realizar un diagnóstico o evaluación en los sistemas de aire comprimido, está en identificar los costos verdaderos de producirlo y utilizarlo; por otro lado, nos sirve para identificar oportunidades que nos pueden ayudar a obtener mayor eficiencia y productividad, con el consiguiente ahorro de energía y la reducción de los costos.

3 – A mayor calidad del aire, mayor será el costo para producirlo, porque una alta calidad implica equipo adicional, el cual no solo incrementa la inversión del capital inicial, sino que también hace que el sistema global sea más caro de operar en términos de consumo de energía y costos de mantenimiento.

4 Todo sistema puede presentar picos de demanda que se pueden satisfacer a través de acumuladores o depósitos de aire comprimido; estos serán más efectivos si se localizan lo más cerca posible de donde se requieran estas altas demandas. El sobredimensionar los compresores es extremadamente ineficiente, porque la mayoría de los sistemas, operando a carga parcial, consumen más energía por unidad de volumen de aire producido. Es preferible comprar varios compresores pequeños con un control secuenciado de arranque, permitiendo así una operación más eficiente cuando la demanda es menor que la demanda pico.

5 - El nivel de presión del sistema debe ser definido a través de los requerimientos de presión de cada una de las herramientas que normalmente han sido probadas por sus fabricantes a dichas presiones. En cambio, las presiones requeridas por los diferentes procesos deben ser especificadas por el ingeniero de procesos. Con ambos requerimientos se puede definir el nivel de presión del sistema.

6 - El aire comprimido resulta el servicio más caro en una planta y dado que es limpio, que está disponible rápidamente y es simple de usar, a menudo es utilizado en aplicaciones inapropiadas (enfriar, agitar, mezclar, limpiar o remover desechos, etc.) en donde otras fuentes serían más económicas.

7 - Las fugas de aire originan la mayor caída de presión en todo el sistema.

BIBLIOGRAFIA

HEINZ P. BLOCK: "Guía práctica para la Tecnología de los Compresores"

ATLAS COPCO: "Manual sobre Aire Comprimido"

SMC: "Neumática para la Automatización"

BOSCH: "Pneumatik in Theorie und Praxis"

HORACIO C., QUIROZ: "Redes de Aire Comprimido"

FESTO: "Manual del Mantenimiento Neumático"

HERION: "Pneumatik – Geräte und Steuerungstechnik"

CENTRALAIR: "Manual del Aire Comprimido"

KAESER: "Técnica de Aire Comprimido"

INGERSOLL-RAND: "Guía sobre la Calidad del Aire"

CARNICER E.: "Teoría y Calculo de las Instalaciones de Aire Comprimido"

www.sapiens.itgo.com

www.air.irco.com

www.atlascopco.com.pe