UNIVERSIDAD AUSTRAL DE CHILE

FACULTAD DE CIENCIAS DE LA INGENIERIA
ESCUELA DE INGENIERIA NAVAL

EL AIRE COMPRIMIDO Y SU UTILIZACION A BORDO

Tesis para optar al titulo de:
Ingeniero Naval con Mención en Maquinas Marinas

Profesor Patrocinante:
Sr. Mario Loaiza Ojeda
Ingeniero en Máquinas Marinas

EDUARDO ANTONIO BARRIA ALMONACID

2005

Esta Tesis ha sido sometida para su aprobación a la Comisión de Tesis, como requisito para obtener el grado de Licenciado en Ciencias de la Ingeniería.

La Tesis aprobada, junto con la nota de examen correspondiente, le permite al alumno obtener el título de Ingeniero Naval, mención Máquinas Marinas.

EXAMEN DE TÍTULO:

Nota de Presentación (Ponderada) (1) : 4,332
Nota de Examen (Ponderada) (2) : 1,266
Nota final de Titulación (1+2) : 5,63

COMISIÓN EXAMINADORA:

PROF. FREDY RIOS M.	
DECANO	FIRMA
PROF. MARIO LOAIZA O.	
EXAMINADOR	FIRMA
PROF. ELIAS CARRASCO M.	
EXAMINADOR	FIRMA
PROF. ROBERTO CASANOVA E.	
EXAMINADOR	FIRMA
PROF. MILTON LEMARIE. O	
SECRETARIO ACADÉMICO	FIRMA

UNIVERSIDAD AUSTRAL DE CHILE
DECANO
FACULTAD DE CIENCIAS DE LA INGENIERIA

Valdivia, JULIO 15 DE 2005.

Nota de Presentación = NC/NA * 0,6 + Nota de Tesis * 0,2

Nota Final = Nota de Presentación + Nota Examen * 0, 2

NC = Sumatoria Notas de Curriculum, sin Tesis

NA = Número de asignaturas cursadas y aprobadas, incluida Práctica Profesional

Agradecimientos

Todo este trabajo se lo dedico a las personas que de una u otra forma me han apoyado de forma incondicional siempre, a mis padres ***Nilda* y *Fernando,*** a mis hermanos ***Miguel, Luis y Ricardo,*** quienes que con todo su esfuerzo y entereza me han inspirado a cumplir mis metas y a seguir adelante.

Gracias por su apoyo.

INDICE

RESUMEN

SUMMARY

INTRODUCCIÓN

CAPITULO I

PRODUCCION DEL AIRE COMPRIMIDO A BORDO.

Página

1.1 Generalidades…… 1

1.2 Teoría básica de los compresores de aire…….……..... 2

1.3 Propiedades del aire comprimido…….. 10

1.4 Calidad del aire comprimido……..…… 11

1.5 Tipos y principios de funcionamiento de los compresores……..……. 15

1.6 Turbocompresores…….…… 18

1.7 Compresores volumétricos…… 22

1.8 Compresores alternativos…….. 32

CAPITULO II

EL EQUIPO DE AIRE COMPRIMIDO A BORDO

2.1 Generalidades…… 56

2.2 Unidades compresoras de aire……..……..……. 59

2.3 Depósito de aire…….. 62

2.4 Unidades de tratamiento del aire comprimido……..... 65

2.5 Accesorios y fugas de aire comprimido…….……..... 76

2.6 Red de distribución de aire comprimido……. 77

CAPITULO III

APLICACIÓN DEL AIRE COMPRIMIDO A BORDO

3.1. Generalidades…… 82

3.2. Plano general de producción y distribución del aire comprimido principal y auxiliar…… 82

3.3. Aplicaciones en sistemas de arranque y puesta en servicio de motores Diesel…….. 83
3.4. Equipo de emergencia de aire comprimido…….……..… 102

CAPITULO IV

CONSIDERACIONES GENERALES PARA EL CALCULO DE LOS ELEMENTOS QUE CONFORMAN EL SISTEMA DE AIRE COMPRIMIDO EN UNA SALA DE MÁQUINAS

4.1 Generalidades……..……. 103
4.2 Suministro de aire y ventilación en la sala de máquinas……...… 103
4.3 Cálculo de los elementos que conforman el sistema de arranque con aire comprimido del motor propulsor…… 114

CONCLUSIONES…… 127
GLOSARIO DE TERMINOS TÉCNICOS..…… 129
ANEXOS…….……...…… 135
BIBLIOGRAFIA.....…… 147
DIRECCIONES WEB CONSULTADAS…..…… 148

Resumen

La intención del presente documento es investigar el desarrollo del aire comprimido y la utilización de este como fluido de trabajo a bordo. Analizando diferentes aspectos, como su producción, para lo cual en el capítulo I se realiza un estudio exhaustivo de los compresores de aire existentes, en base a sus principios de funcionamiento. En el capítulo II, se da a conocer el equipamiento necesario para el tratamiento del aire, a modo de cumplir con los requerimientos de calidad que permitan un óptimo desempeño de las herramientas neumáticas (consumidores). En el capítulo III, se realiza una descripción de las aplicaciones en sistemas de arranque y puesta en servicio de motores Diesel, para finalizar con el desarrollo, en el capítulo IV, de un ejemplo de aplicación, planteando como hipótesis que la planta de aire comprimido solo alimenta al motor propulsor principal. Realizando los cálculos básicos necesarios a modo de entregar una metodología para solucionar esta problemática.

Summary

The intention of the present document is to investigate the development of the compressed air and the use of this on board as work fluid. Analyzing different aspects as their production for that which in the chapter I he carries out an exhaustive study of the existent compressors of air based on their operation principles. In the chapter II it is given to know the necessary equipment for the treatment of the air by way of fulfilling the requirements of quality that allow a good acting of the pneumatic tools (consumers). In the chapter III he is carried out a description of the applications in starting air systems and setting service of Diesel engine to conclude with the development in the chapter IV of an application example supposing that the plant of alone compressed air feeds to the main engine. For that which, they are carried out the necessary basic calculations by way of giving a clear notion of how to confront a problem of this type.

Introducción

El aire comprimido es una de las formas de energía más antiguas que conoce el hombre y aprovecha para reforzar sus recursos físicos.

El descubrimiento consciente del aire como medio - materia terrestre - se remonta a muchos siglos, lo mismo que un trabajo más o menos consciente con dicho medio.

El primero del que sabemos con seguridad que se ocupó de la neumática, es decir, de la utilización del aire comprimido como elemento de trabajo, fue el griego *Ktesibios.* Hace más de dos mil años, construyó una catapulta de aire comprimido. Uno de los primeros libros acerca del empleo del aire comprimido como energía procede del siglo I de nuestra era, y describe mecanismos accionados por medio de aire caliente.

Causará asombro el hecho de que la neumática se haya podido expandir en tan corto tiempo y con tanta rapidez. Esto se debe, entre otras cosas, a que en la solución de algunos problemas de automatización no puede disponerse de otro medio que sea más simple y más económico.

Como consecuencia de la automatización y racionalización, la fuerza de trabajo manual ha sido reemplazada por otras formas de energía; una de éstas es muchas veces el aire comprimido.

El aire comprimido es una fuente cara de energía, pero, sin duda, ofrece indudables ventajas. La producción y acumulación del aire comprimido, así como su distribución a las máquinas y dispositivos suponen gastos elevados. Pudiera pensarse que el uso de aparatos neumáticos está relacionado con costos especialmente elevados. Esto no es exacto, pues en el cálculo de la rentabilidad es necesario tener en cuenta, no sólo el costo de energía, sino también los costos que se producen en total.

En el momento de la planificación es necesario prever un tamaño superior de la red, con el fin de poder alimentar aparatos neumáticos nuevos que se adquieran en el futuro. Por ello, es necesario sobredimensionar la instalación, al objeto de que el compresor no resulte más tarde insuficiente, puesto que toda ampliación ulterior en el equipo generador supone gastos muy considerables.

En el trabajo expuesto a continuación se realiza un análisis acerca del aire comprimido y su utilización como fluido de trabajo para el aire de partida de un buque. Pasando por su generación, preparación, distribución y utilización, abordando cada uno de estos factores y analizando la maquinaria y los elementos necesarios para lograr la obtención de un fluido de trabajo, el cual sea óptimo y de calidad.

Capitulo I

Producción del Aire Comprimido a bordo

1.1 Generalidades

Los sistemas neumáticos de mando consumen aire comprimido, que debe estar disponible en el caudal suficiente y con una presión determinada según el rendimiento de trabajo. El equipo principal de una instalación productora de aire comprimido es el compresor, del que existen varios tipos para las distintas posibilidades de utilización.

Además, Es muy importante que el aire sea puro. Si es puro el generador de aire comprimido tendrá una larga duración. También debería tenerse en cuenta la aplicación correcta de los diversos tipos de compresores.

En el siguiente capitulo se entrega una visión general acerca de cómo se obtiene el aire comprimido como fluido de trabajo, analizando sus propiedades básicas y los requerimientos de calidad para la obtención de un fluido de trabajo óptimo que no provoque daños progresivos en la planta de aire comprimido.

Posteriormente se dan a conocer los diversos principios de funcionamiento de los compresores, analizando cada uno de estos, para finalizar con una visión general de los tipos de compresores existentes, haciendo hincapié en los compresores alternativos, los cuales se analizan de forma mas extensa, debido a que este tipo de compresores se encuentran presentes en las plantas de aire de partida de los buques.

Con respecto al análisis de los compresores, en este capitulo no se tocan temas referentes a selección, instalación y mantención de compresores marinos, sino que se analizan de forma conceptual. Estos puntos se tocan en capítulos siguientes.

1.2 Teoría básica de los compresores de aire

a. El aire

Aunque ningún gas real es ideal, muchos de ellos se comportan de manera tan semejante, que sus cálculos como gases ideales proporcionan buenas respuestas en ingeniería.

No existe una línea definida de separación que divida a los gases imperfectos de los ideales o perfectos, pero el criterio en Ingeniería es sencillo: *"si las leyes de los gases ideales rinden resultados suficientemente exactos, la sustancia se considera como un gas ideal; si no es un gas imperfecto"*. Como todos los gases, el aire no tiene una forma determinada. Toma la del recipiente que lo contiene o la de su ambiente. Permite ser comprimido (compresión) y tiene la tendencia a dilatarse (expansión).

El gas "perfecto", obedece a la ley de Boyle (***PV = C***), la cual establece:

"Si se mantiene constante la temperatura de una cantidad dada de gas, su volumen varia en relación inversa a la presión absoluta durante la variación de su condición o estado".

Y la ley de Charles´s (***V/T = C***), esta ley se enumera en dos partes, las cuales establecen:

1) Si la presión sobre una cantidad particular de gas se mantiene constante, entonces, con una variación de condición de estado, el volumen variara en proporción directa a su temperatura absoluta.

2) Si el volumen de una cantidad particular de gas se mantiene constante, entonces, con una variación de condición o estado, la presión variara en proporción directa a su temperatura absoluta. ". La combinación de ambas leyes da origen a (***PV/T = C***).

El aire es una mezcla de varios gases, donde los mayores componentes son dos, nitrógeno y oxigeno (78% N_2, 21% O_2, y el 1% restante lo conforman otros gases), cabe destacar que estos porcentajes son aproximados.

Aunque los gases no son perfectos, la mayoría de los gases presentes en el aire obedecen estrechamente a la ley anteriormente señalada. El vapor de agua esta presente solo en cantidades variables, pero para los cálculos sus efectos son considerados ligeros y por lo tanto se ignoran para este propósito.

Es de importancia señalar que en la combinación de esta ley se debe considerar la constante de los gases (***R***). El valor de ***R*** para un gas se determina partiendo de observaciones experimentales precisas de los valores simultáneos de p, v y T. Así a 0º C. (o bien, 32º F) y a la presión atmosférica estándar, el volumen especifico del aire es 0.7735 m^3/kg (o bien, 12,39 $pies^3$/lb).

R = (unidad de presión)*(unidad de volumen / masa unidad) / temperatura absoluta

Las diferentes constantes de los gases se encuentran tabuladas, para una determinada unidad de masa ***PV = RmT***, donde ***R*** representa la constante por unidad de masa (para el aire R = 53,3 ft lb/lb/ ºF o 286 Nm/kg/ ºK), por consiguiente la ecuación característica para el aire es:

$$PV = 286\ mT$$

Donde:

P = Nm^2 (absoluta).

V = m^3

m = kg

T = ºK

Como se comporta un gas (para este propósito en particular, el aire) se demuestra mediante el siguiente ejemplo (Figura 1.1).

"A temperatura constante, el volumen de un gas encerrado en un recipiente es inversamente proporcional a la presión absoluta, o sea, el producto de la presión absoluta y el volumen es constante para una cantidad determinada de gas".

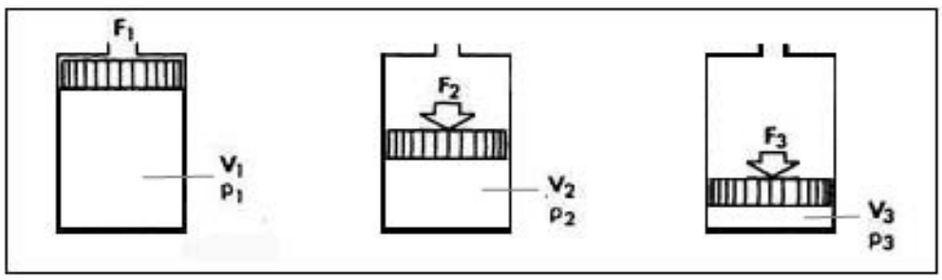


Figura 1.1

b. Compresión.

Debe notarse que las temperaturas y las presiones están como unidades absolutas.

c. Compresión isotérmica.

Esta representa la menor energía de entrada y no involucra cambios de temperatura (ver figura 1.2, Página 4)

$$PV = C$$

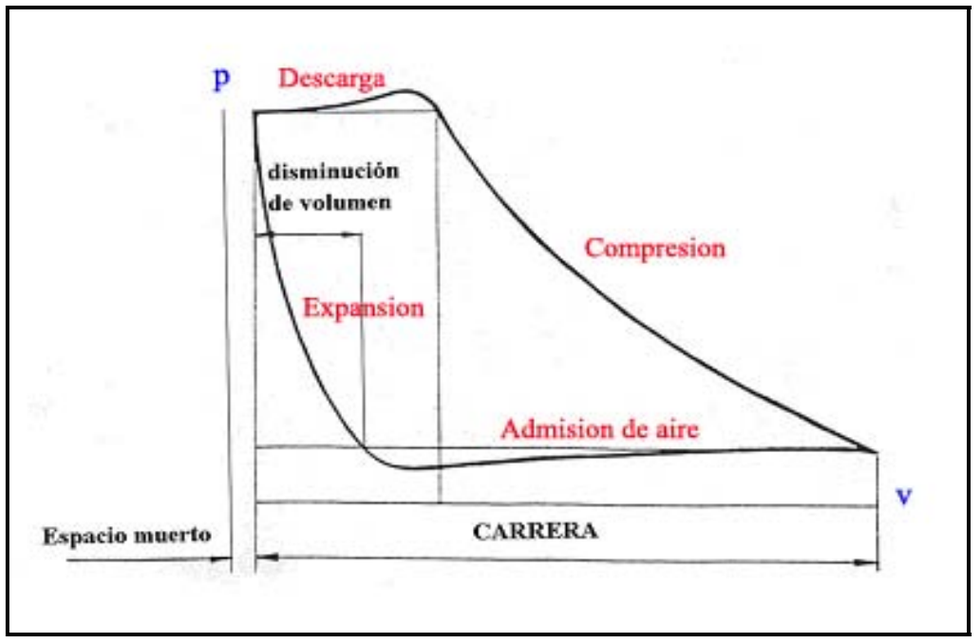


Figura 1.2.- Disminución de volumen y espacio muerto.

d. Compresión adiabática *(llamada también Isentrópica*)

Esta representa la máxima energía de entrada (figura 1.3) que tiene lugar sin pérdida de calor. Esta ley se representa mediante la siguiente ecuación:

$$PV^{\gamma} = C$$

para el aire γ = ***peso especifico = 1.405***

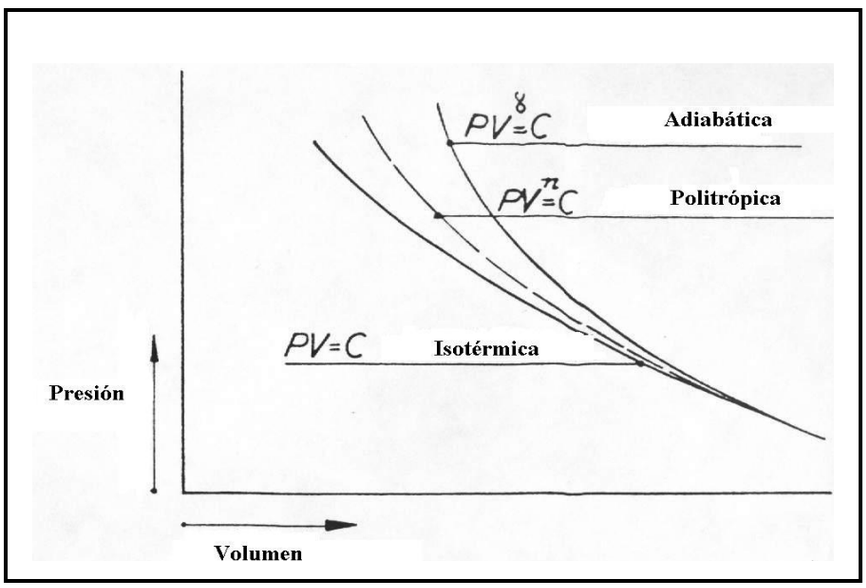


Figura 1.3.- Líneas de compresión.

La compresión real o efectiva (politrópica), su configuración se sitúa entre las líneas que representan la compresión isotérmica y la compresión adiabática. Esta ley es representada por la siguiente ecuación $PV^n = C$ (el valor de n varia para cada compresor, pero un buen valor a utilizar es 1,3)

e. Trabajo teórico realizado.

1) PV = C

La figura 1.4, página 6, muestra la curva de compresión desde V_1 hasta V_2. Al punto donde V permita que la presión sea P. Permitiendo así una disminución pequeña en el volumen V. La presión P se incrementa una cantidad muy pequeña, de modo que:

Trabajo realizado = PdV

Por consiguiente dW = PdV

$$\textit{Trabajo total realizado, } W = \int_{V2}^{V1} PdV \qquad \textit{Ahora } P = C / V$$

$$W = C \int_{V2}^{V1} dV / P$$

$$W = C \left\{ \log_e V \right\}_{V2}^{V1}$$

$$W = (\log_e V_1 - \log_e V_2) \qquad \textit{Ahora } C = P / V$$

$$W = PV (\log_e V_1 - \log_e V_2)$$

$$W = PV \log_e V_1 / V_2 \qquad \textit{la relación de compresión} = V_1 / V_2 = r$$

$$W = PV \log_e r \qquad PV = RmT$$

$$W = PV \log_e r \qquad \textit{por unidad de masa del aire}$$

2) $PV^n = C$

$$W = C \int_{V2}^{V1} P\,dV \qquad \textit{Ahora } P = C / V = CV^n$$

$$W = C \int_{V2}^{V1} V \text{ - } dV$$

$$W = C \left\{ \frac{V^{-n+1}}{-n+1} \right\}_{V2}^{V1}$$

$$W = C \left\{ \frac{V_1^{-n+1} - V_2^{-n+1}}{1-n} \right\}_{V2}^{V1} \qquad \text{Ahora } P_1V_1^n = P_2V_2^n$$

$$W = \frac{P_1V_1^nV^{1-n} - P_2V_2^nV_2^{1-n}}{1-n}$$

$$W = \frac{P_1V_1 - P_2V_2}{1-n}$$

$$W = \frac{P_1V_1 - P_2V_2}{n-1} \qquad \text{Ahora } PV = RmT$$

$$W = R\,(T_2 - T_1)\,/\,n - 1 \qquad \text{por unidad de masa del aire}$$

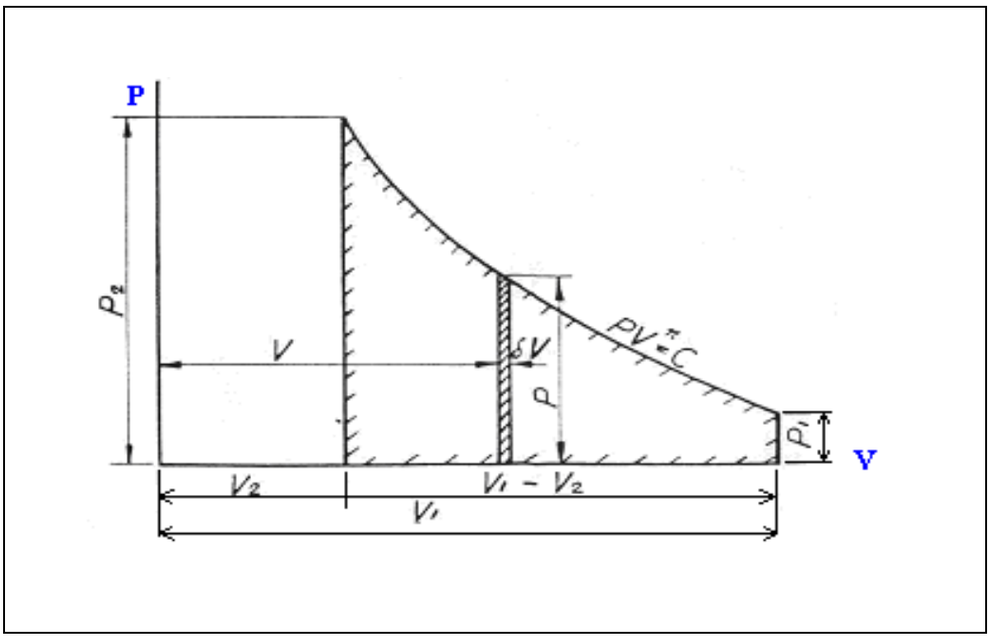


Figura 1.4.- Trabajo teórico realizado (con espacio neutro)

f. Trabajo realizado en un cilindro

La figura 1.5, página7, muestra el diagrama teórico de compresión.

Trabajo realizado W = Área 1 – Área 2 – Área 3

$$W = P_2V_2 + \left\{ \frac{P_1V_1 - P_2V_2}{1-n} \right\} - P_2V_2$$

$$W = \left\{ P_2V_2 - P_1V_1 \right\} \left\{ 1 + (1 / n - 1) \right\}$$

$$W = \frac{n}{n-1} \left\{ P_2V_2 - P_1V_1 \right\}$$

$$W = \frac{n}{n-1} (T_2 - T_1) \qquad \textit{por unidad de masa del aire}$$

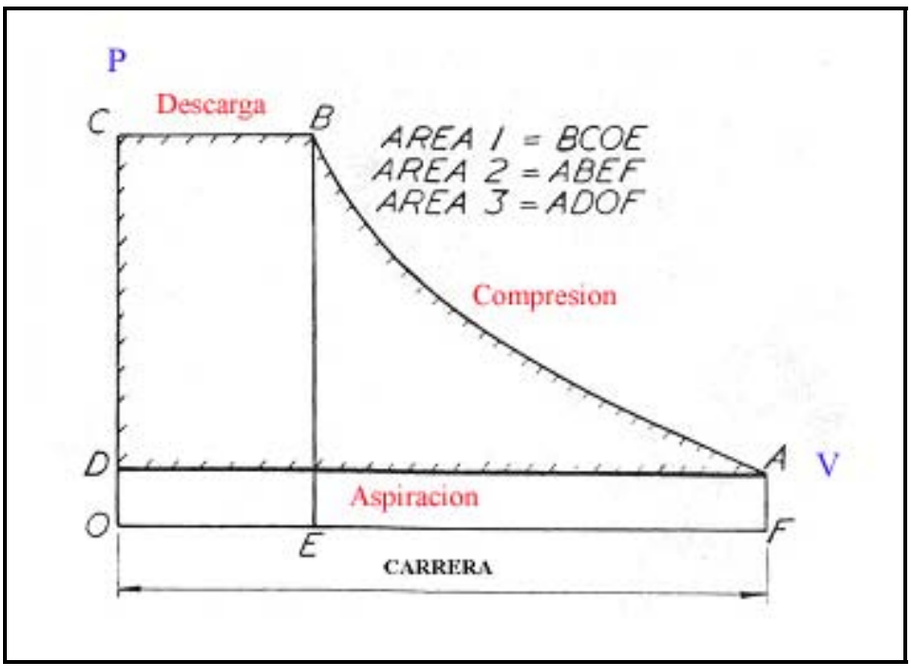


Figura 1.5.- Trabajo teórico realizado en el cilindro (sin espacio neutro)

g. Efectos de las etapas múltiples

Los primeros compresores de aire realizaban la compresión en una etapa. El aumento de la temperatura producto de la compresión provoca distorsiones térmicas, afectando de forma considerable a los diversos elementos expuestos a estas temperaturas elevadas, como los pistones, cilindros, válvulas, aceite de lubricación, etc. Con el tiempo esta fue una limitante para alcanzar relaciones de compresión mas elevadas. Debido a esta razón comenzaros a utilizarse compresores de etapas múltiples con refrigeración intermedia o entre etapas. La ventaja fundamental de este tipo de compresores fue la obtención de presiones más elevadas sin necesidad de un compresor de gran tamaño ni gran peso, además de una gran economía en potencia para generar el aire comprimido (como se muestra en la figura 1.6, pagina 8), motivos muy prácticos sobre todo en el área naval, donde al momento de diseñar son factores muy importantes a tener en cuenta.

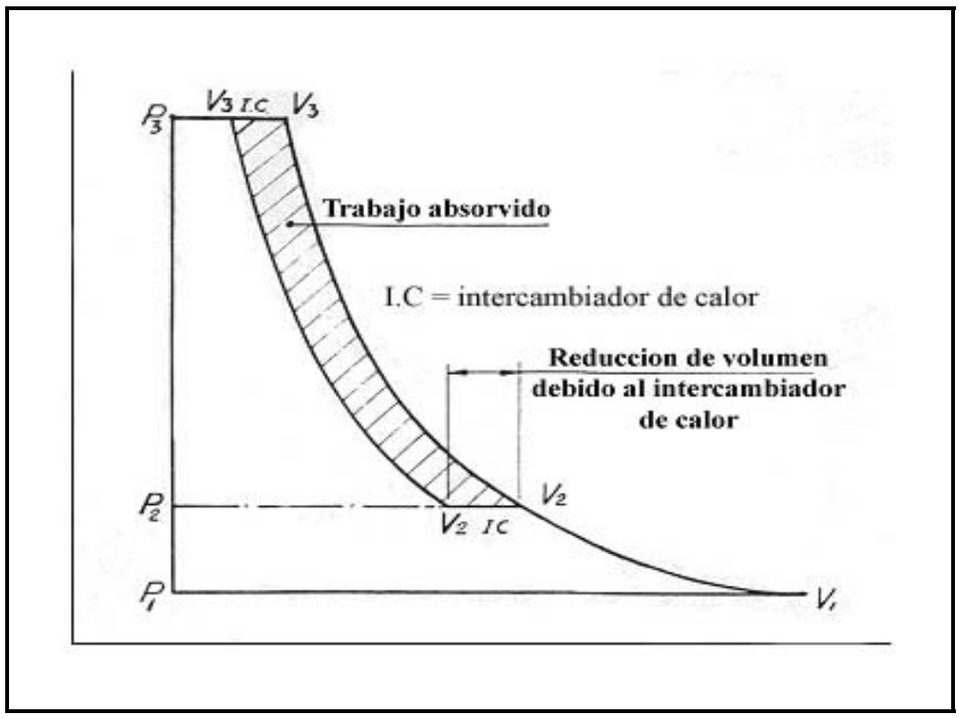


Figura 1.6.- Trabajo absorbido

h. Espacio Muerto

Corresponde al volumen residual entre el pistón, el fondo del cilindro y las válvulas, cuando el pistón está en su punto muerto superior (PMS), estimándose entre un 3%÷10% de la carrera, de acuerdo con el modelo de compresor.

La figura 1.2, pagina 4, muestra el efecto del espacio muerto sobre el diagrama presión/volumen. El espacio muerto no solo disminuye el rendimiento de una determinada maquina, debido a que disminuye el volumen de aspiración. A su vez ahorra energía, ya que la expansión produce un efecto motor sobre el pistón.

i. Efecto de la humedad

La humedad del aire es usualmente expresada como un porcentaje, un promedio aceptable corresponde a un 70% de humedad. El aire esta con un 100% de humedad antes de que se sature totalmente y la humedad libre aparezca. Esto es posible que suceda a una relación de compresión de solo 1.43, con un 70% de humedad del aire, si la compresión fuera isotérmica.

Con el aumento de temperatura del aire, la capacidad de este de contener agua aumenta realmente el doble por cada 15º C de temperatura. El aumento de la temperatura durante la compresión es considerable, la capacidad de contener humedad aumenta y usualmente la humedad relativa del aire actúa disminuyendo a pesar de que el volumen de aire disminuye y la humedad aumenta en proporción directa a la relación de compresión si la temperatura permanece constante.

Sobre el aftercooler y las tuberías es posible que se depositen gotas de humedad y humedad libre, lo cual puede provocar que a la salida del compresor el aire este con un 100% de humedad.

j. Rendimientos

Varios tipos de rendimientos deben ser considerados en los compresores de aire y cada uno tiene sus características particulares.

a) Rendimiento volumétrico

En los compresores se entiende como la relación entre la masa de aire que hay en el cilindro en el punto muerto inferior, y la que podría haber, dado el volumen de la cámara y la presión atmosférica. El rendimiento volumétrico es del 100 % si ambas masas son iguales; es inferior al 100 % si hay menos aire del que podría haber a presión atmosférica; es superior al 100 % si hay más aire del que podría haber a presión atmosférica.

b) Rendimiento de compresión

Es la relación entre el trabajo teórico de compresión dividido por el trabajo real de compresión (potencia indicada).
El trabajo teórico de compresión puede ser adiabático para el "Rendimiento adiabático de compresión" o isotérmico para el "Rendimiento isotérmico de compresión". Desde que el aire es normalmente enfriado antes de su uso es recomendado el "Rendimiento isotérmico de compresión"

c) Rendimiento mecánico

Este rendimiento es una medida de los rozamientos mecánicos del compresor, pistón-cilindro, cabeza y pie de biela. Depende de la velocidad de rotación. Para una misma velocidad, será máximo cuando el compresor este muy cargado.
Se define el rendimiento mecánico del compresor como la relación entre el Trabajo absorbido (según el ciclo indicado del compresor) y el trabajo absorbido en el eje del compresor.

d) Rendimiento global del compresor

Es el producto de los rendimientos de compresión y el rendimiento mecánico.

Rendimiento global de compresión = Potencia Isotérmica/ Potencia Absorbida

1.3 Propiedades del aire comprimido

La neumática ha tenido una evolución muy rápida y en un lapso de tiempo muy corto, esto radica fundamentalmente a la solución que se le debe dar a problemas de automatización, para los cuales se debe disponer de un medio que sea económico y de simple utilización.

¿Cuáles son las propiedades del aire comprimido que han contribuido a su popularidad?

- *Abundante:* Está disponible para su compresión prácticamente en todo el mundo, en cantidades ilimitadas.
- *Transporte:* El aire comprimido puede ser fácilmente transportado por tuberías, incluso a grandes distancias. No es necesario disponer tuberías de retorno.
- *Almacenable:* No es preciso que un compresor permanezca continuamente en servicio. El aire comprimido puede almacenarse en depósitos y tomarse de éstos. Además, se puede transportar en recipientes (botellas).
- *Temperatura:* El aire comprimido es insensible a las variaciones de temperatura, garantiza un trabajo seguro incluso a temperaturas extremas.
- *Antideflagrante:* No existe ningún riesgo de explosión ni incendio; por lo tanto, no es necesario disponer instalaciones antideflagrantes, que son caras.
- *Limpio:* El aire comprimido es limpio y, en caso de faltas de estanqueidad en elementos, no produce ningún ensuciamiento Esto es muy importante por ejemplo, en las industrias alimenticias, de la madera, textiles y del cuero.
- *Constitución de los elementos:* La concepción de los elementos de trabajo es simple, por tanto, precio económico.
- *Velocidad:* Es un medio de trabajo muy rápido y, por eso, permite obtener velocidades de trabajo muy elevadas.
- *A prueba de sobrecargas:* Las herramientas y elementos de trabajo neumáticos pueden hasta su parada completa sin riesgo alguno de sobrecargas.

Para delimitar el campo de utilización de la neumática es preciso conocer también las propiedades adversas.

- *Preparación:* El aire comprimido debe ser preparado, antes de su utilización. Es preciso eliminar impurezas y humedad (al objeto de evitar un desgaste prematuro de los componentes).

- *Compresible:* Con aire comprimido no es posible obtener para los émbolos velocidades uniformes y constantes.
- *Fuerza:* El aire comprimido es económico sólo hasta cierta fuerza. Condicionado por la presión de servicio.
- *Escape*: El escape de aire produce ruido. No obstante, este problema ya se ha resuelto en gran parte, gracias al desarrollo de materiales insonorizantes.
- *Costos:* El aire comprimido es una fuente de energía relativamente cara; este elevado costo se compensa en su mayor parte por los elementos de precio económico y el buen rendimiento (cadencias elevadas).

1.4 Calidad del aire comprimido

Los contaminantes del aire comprimido tales como la humedad, aceites y polvos son los principales agresores de los componentes neumáticos, atacan directamente a los elementos suaves (sellos) impidiendo la correcta estanqueidad y libre deslizamiento de sus partes.

Una vez que se presenta este problema, es de esperarse que se de en todo el circuito en general con fallas escalonadas y frecuentes. Como cualquier problema es mas fácil y económico su prevención que su corrección, sin embargo, no existe una receta mágica para todas las plantas, sino por el contrario, es necesario dar una solución especifica para las características de cada planta productiva.

A continuación se procede a mencionar cuales son los principales contaminantes del aire comprimido y cuales son las recomendaciones de cómo eliminarlos.

La contaminación se adquiere en el mismo momento en que se genera el aire comprimido, por esta razón analizaremos brevemente su generación.

El aire atmosférico es un gas inodoro, incoloro e insípido que esta constituido por una mezcla de gases, principalmente nitrógeno y oxigeno (72% de N_2; 21% O_2; otros gases), entre otros. Algunos de los principales contaminantes se encuentran de forma natural suspendidos en el ambiente de la sala de maquinas, tales como vapor de agua, vahos de aceite y partículas sólidas (polvo, arena, hollín y cristales de diferentes sales).

Siendo el aire una mezcla de gases (nitrógeno, oxigeno y otros gases), sus componentes pueden separarse si el aire es enfriado, sus diferentes componentes se separan por destilación debido a la disminución de temperatura.

Pero, ¿Qué contaminantes se encuentran en el aire comprimido y causan tantos trastornos a nuestro circuito neumático y por consiguiente a nuestras maquinas?

- Aproximadamente 140 millones de partículas de polvo, cristales de diversas sales, hollín en cada m^3 de aire.
- 23 gramos de agua por m^3 de aire (a 25º C) en el ambiente.
- Agentes abrasivos tales como los aceites usados durante la compresión del aire. El aceite a utilizar en el cilindro del compresor deberá ser un aceite nafténico puro bien refinado con poca tendencia a la formación de carbón y con aditivos inhibidores de la corrosión y la oxidación.
- El oxido que se produce y desprende de la red de aire comprimido.

La calidad del aire comprimido en el punto de consumo (maquina), viene definida por tres parámetros.

- Pureza, referida a la humedad y suciedad por partículas sólidas contenidas en el aire.
- Presión, referida al valor adecuado y constante.
- Lubricación, de acuerdo al área de aplicación.

La pureza del aire comprimido esta influenciada por:

- Filtro de aspiración.
- Calidad del aire de aspiración.
- Tipo de compresor utilizado.
- Mantenimiento del compresor.
- Separador de partículas sólidas contenidas.
- Refrigerador posterior o refrigeración intermedia. La principal ventaja se debe a que permite una refrigeración del fluido entre etapa y etapa, enfriando el aire calentado y reduciendo su volumen para economizar potencia, evitar calentamiento excesivo del aceite de lubricación, disminuir las expansiones termales y aumentar la succión, lo cual se traduce en un ahorro de la energía a aportar para mover el compresor, tomando la precaución de no refrigerar en exceso, ya que pudiera ser que el ahorro de energía de compresión fuese inferior al de los gastos de refrigeración.

- Sistema de distribución de aire (tuberías, disposición, etc.). La red de tuberías de aire comprimido al ser una instalación aérea, dispone en cada toma de aire de trampas de agua o cuellos de cisne a modo de evitar que los condensados trepen por las tuberías hacia la maquina afectando su correcto funcionamiento. Las tuberías además deben tener una inclinación de 1 al 2% de la longitud total de la tubería, en caso de tuberías mayores a 30 metros de longitud, se recomienda levantar la tubería y nuevamente descender, simulando unos dientes de sierra.

Es de gran importancia la instalación de filtros de aire en los conductos de admisión o aspiración de los compresores de aire, con el objeto de suministrar aire con la menor cantidad de contaminantes posibles, ya que al comprimir el aire el porcentaje de polvo, en volumen dado, aumenta en proporción directa con el grado de compresión, pudiendo llegar a formar una mezcla explosiva.

El propósito de los filtros de aspiración de los compresores de aire es eliminar la mayor cantidad posible de contaminantes presentes en el aire, contaminantes tales como agua, vahos de aceite, polvo, partículas sólidas, neblinas y vapores, los cuales pueden atacar la red de aire comprimido.

Los filtros de aspiración eliminan aproximadamente un 96% a 99% de los contaminantes que contiene el aire, pero solo eliminan un 25% del número total de partículas suspendidas. Cuando estos filtros de aspiración se encuentran en condiciones precarias de mantenimiento, los porcentajes disminuyen. Los filtros de aspiración de los compresores convencionales, no detienen partículas pequeñas, aerosoles, vapores ni gases.

Aunque existen diversos tipos de filtros de aire, todos no se pueden aplicar en compresores marinos. Dentro de los filtros mas usados en compresores marinos se pueden mencionar el filtro de aire del tipo “Seco”. Este posee como medio de filtración tela o papel, el último es normalmente cubierto ligeramente con aceite. Este tipo de filtro es realmente satisfactorio, aunque a veces su fuerza es sospechosa sobre maquinas de altas velocidades.

El mas ampliamente usado es el filtro tipo “Intrusión viscosa”, normalmente es de diseño cilíndrico como se muestra en la figura 1.7 (pagina 14). El medio de filtración es usualmente un tejido de alambre o cuerdas de nylon empapadas con aceite, esta capa de aceite atrapa la suciedad de forma satisfactoria ya que los orificios de su elemento filtrante varía entre 10 a 20 micras. Este tipo de filtro es también aceptado para maquinarias libre de aceite, si la unidad es usada para aire de control.

Los principales desperfectos o fallas en este tipo de filtros, son causados por algunos alambres perdidos de forma inoportuna, debido a que las pulsaciones del aire provocan que las cuerdas se dobles hacia delante y hacia atrás, hasta romperlas.

En general las cuerdas de nylon son mucho más resistentes, con respecto al punto anteriormente señalado. En síntesis, es esencial que el filtro sea conservado en condiciones óptimas de limpieza y que el aire que pasa a través de su cuerpo tenga el mínimo de contaminantes.

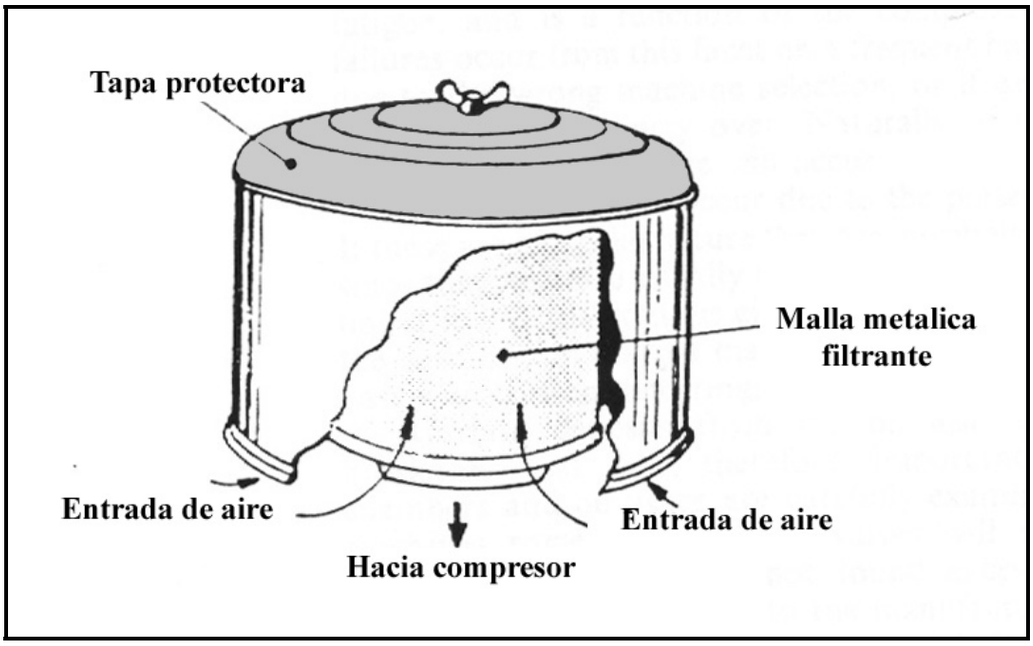


Figura 1.7.- filtro de aire del tipo intrusión viscosa

Prácticamente todos los compresores, unos mas que otros, añaden partículas de desgaste de sus elementos internos de trabajo y aceite de lubricación al flujo de aire, esto por su propio funcionamiento y diseño.

Las partículas sólidas en los sistemas de aire comprimido, varían en naturaleza desde partículas de polvos y de vahos, hasta partículas de herrumbre, de polvo de metal, etc. Tales contaminantes con el paso del tiempo pueden bloquear debido a su tamaño, orificios de instrumentos.

El aire comprimido tiene una amplia gama de aplicaciones industriales, cuyos requerimientos de calidad del aire varia de unas a otras. Por ejemplo, los sistemas de instrumentación y control, necesitan aire relativamente a baja presión, exentos de agua, aceite y partículas extrañas. Los elementos de trabajo en cambio, requieren aire a más alta presión, limpio y con escasa humedad y que contenga un lubricante. Si una maquina neumática, tiene que proporcionar un rendimiento óptimo, con una vida de trabajo máxima, es evidente que el aire comprimido ha de prepararse adecuadamente. Los factores de los que depende tal preparación, son función de:

- Presión.
- Grado de secado.
- Pureza.
- Contenido de lubricante.

1.5 Tipos y principios de funcionamiento de los compresores.

Antes de analizar los principios de funcionamiento de los compresores, partiremos por analizar que se conoce como ***compresor o unidad compresora.***

Se llama ***compresor o unidad compresora*** a toda máquina que tiene por finalidad aportar una energía a los fluidos compresibles (gases y vapores) sobre los que opera, para hacerlos fluir aumentando al mismo tiempo su presión. La presión del fluido se eleva reduciendo el volumen específico del mismo durante su paso a través del compresor. Comparados con turbo soplantes y ventiladores centrífugos o de circulación axial, en cuanto a la presión de salida, los compresores se clasifican generalmente como maquinas de alta presión, mientras que los ventiladores y soplantes se consideran de baja presión.

Los compresores se emplean para aumentar la presión de una gran variedad de gases y vapores para un gran número de aplicaciones. Un caso común es el compresor de aire, que suministra aire a elevada presión para transporte, pintura pulverizada, inflamiento de neumáticos, limpieza, herramientas neumáticas, perforadoras. Además, en las instalaciones navales esta presente en los sistemas de aire de partida de él o de los motores principales, partida de los motores auxiliares y controles neumáticos, por mencionar algunas aplicaciones. Es más fácil de mantener, además de ser más seguro y fiable. Otro es el compresor de refrigeración, empleado para comprimir el gas refrigerante desde el evaporador.

1.5.1 Principios de funcionamiento

Según las exigencias referentes a la presión de trabajo y al caudal de suministro, se pueden emplear diversos tipos de construcción. Se distinguen dos tipos básicos de compresores de aire:

- El primero trabaja según el ***principio de desplazamiento***.
- El otro trabaja según el ***principio de la dinámica de los fluidos***.

- **Principio de desplazamiento**

La compresión se obtiene por la admisión del aire en un recinto hermético, donde se reduce luego el volumen. La presión de trabajo que se adquiere en este tipo de compresores es elevada, por esta razón se les conoce como maquinas de alta presión. Bajo este principio de funcionamiento trabajan los compresores alternativos y volumétricos.

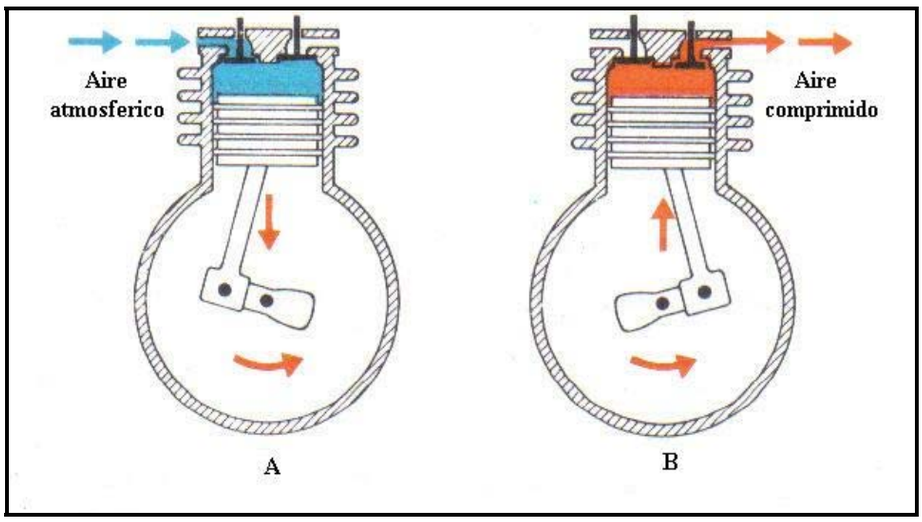


Figura 1.8.- Principio de desplazamiento

- **Principio de la dinámica de los fluidos**

El aire es aspirado por un lado y comprimido como consecuencia de la aceleración de la masa (turbina). Son muy apropiados para grandes caudales. Se fabrican de tipo axial y radial. El aire se pone en circulación por medio de una o varias ruedas de turbina. Esta energía cinética se convierte en una energía elástica de compresión. La rotación de los alabes acelera el aire en sentido axial del flujo. Aceleración progresiva de cámara a cámara en sentido radial hacia afuera; el aire en circulación regresa de nuevo al eje. Desde aquí se vuelve a acelerar hacia afuera.

La presión que adquiere este tipo de compresores es considerada baja en comparación con los compresores mencionados anteriormente, por este motivo se les conoce como maquinas de baja presión. Bajo este principio de funcionamiento trabajan los turbocompresores (los cuales también se les conoce con el nombre de ***ventiladores*** o ***soplantes***).

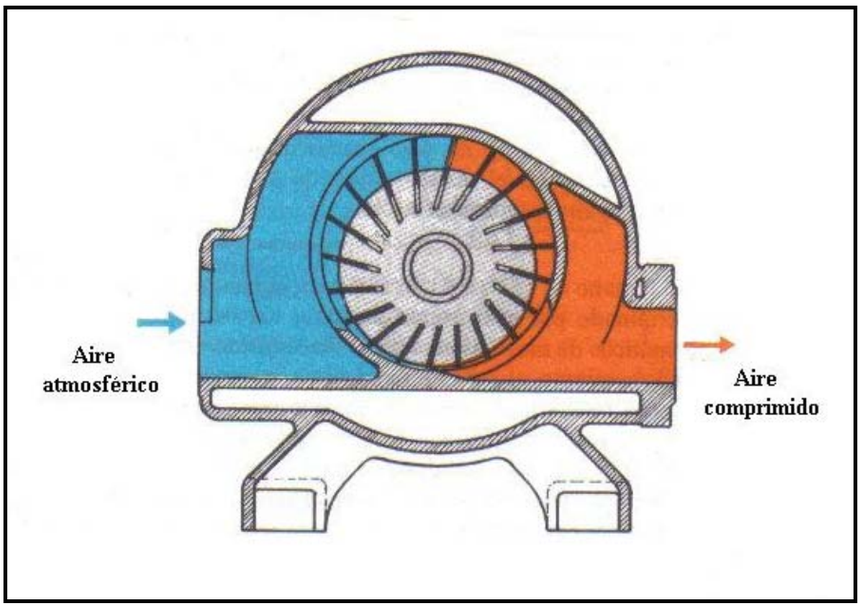


Figura 1.9.- Principio de la dinámica de los fluidos

1.5.2 Tipos de compresores

En el diagrama 1 se puede observar una clasificación general de los diversos tipos de compresores.

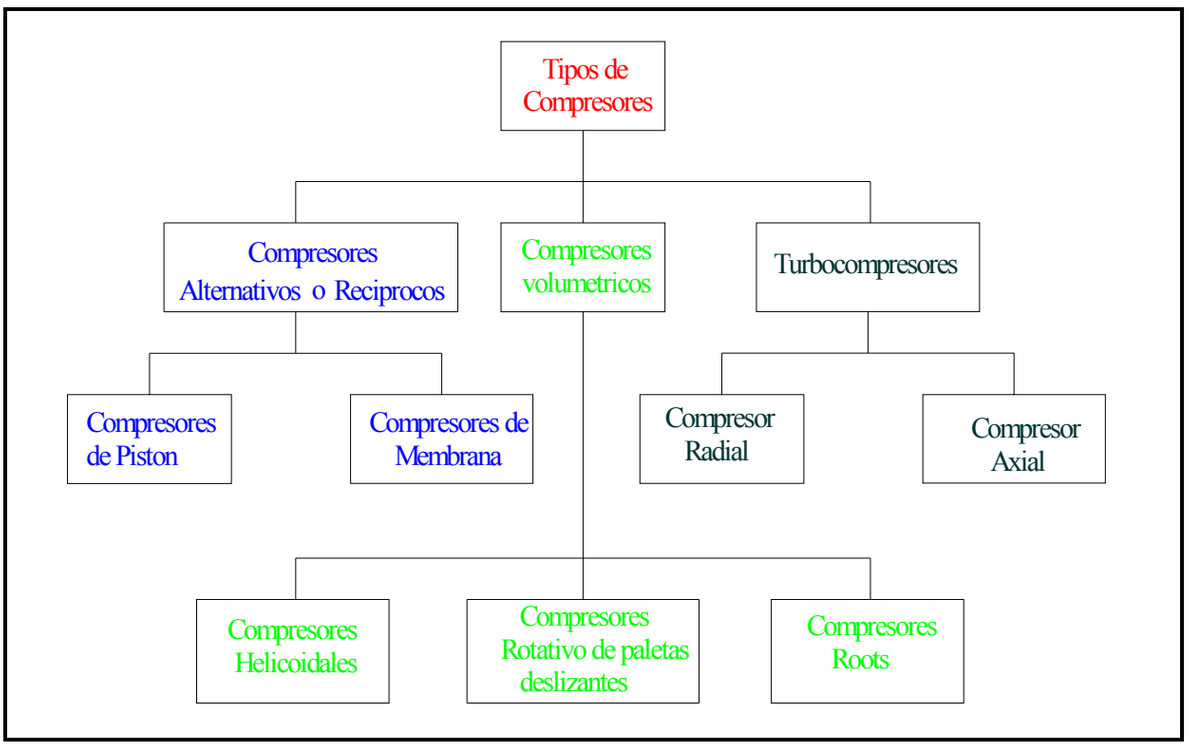


Diagrama 1.- Tipos de compresores.

A continuación se procede a realizar un breve análisis de los diversos tipos de compresores existentes. En primer lugar se analizan los turbocompresores, posteriormente los compresores volumétricos, para terminar con un análisis mas extenso de los compresores alternativos, los cuales son los utilizados en las plantas de aire de partida de los buques.

1.6 Turbocompresores.

Los turbocompresores son turbomáquinas térmicas que sirven para comprimir un gas; se pueden dividir en dos grupos: **soplantes y turbocompresores**.

1. **Los soplantes o turbosoplantes:** Son máquinas destinadas a comprimir generalmente aire, en las que la relación de compresión es $1{,}1 < \varepsilon_c < 3$ (relación de compresión $\boldsymbol{\varepsilon_c}$ es el cociente entre la presión absoluta de descarga $\mathbf{P_2}$ y la presión absoluta de admisión o entrada $\mathbf{P_1}$). No tienen ningún tipo de refrigeración incorporada y, en general, son de un único escalonamiento.

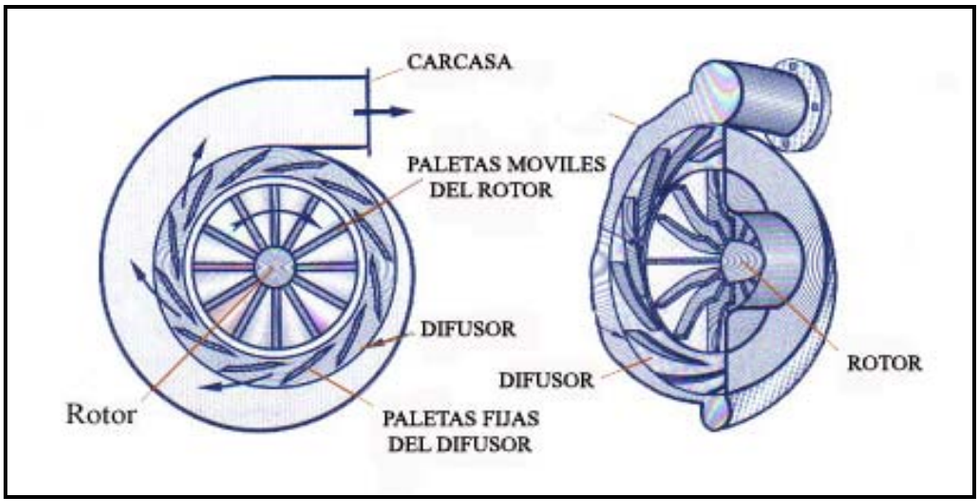


Figura 1.10.- Turbosoplante

Las turbosoplantes se pueden clasificar en función de la relación de compresión ε_c en la forma:

- Soplantes de baja presión: $\varepsilon_c = 1.1$ a 1.5
- Soplantes de media presión: $\varepsilon_c = 1.5$ a 2.5
- Soplantes de alta presión: $\varepsilon_c = 2.5$ a 4

El número de revoluciones de los turbosoplantes varía de 3.000 a 21.000 rpm.

2. **Los turbocompresores:** Son maquinas térmicas que trabajan según el principio de la dinámica de los fluidos, comprimen gases con relaciones de compresión mayores, y por lo tanto, tienen incorporada refrigeración, son muy apropiados para grandes caudales. Se fabrican de tipo axial y radial. El aire se pone en circulación por medio de una o varias ruedas de turbina. Esta energía cinética se convierte en una energía elástica de compresión. La rotación de los alabes acelera el aire en sentido axial de flujo. Aceleración progresiva de cámara a cámara en sentido radial hacia afuera; el aire en circulación regresa de nuevo al eje. Desde aquí se vuelve a acelerar hacia fuera. Una aplicación importante de los turbocompresores es en el proceso de sobrealimentación de los motores propulsores.

   Tanto los turbosoplantes como los turbocompresores pueden ser ***radiales*** o ***centrífugos***, ***diagonales*** (semiaxiales o de flujo mixto) y ***axiales***, siendo los primeros y los últimos los más importantes.

2.1 Compresor axial

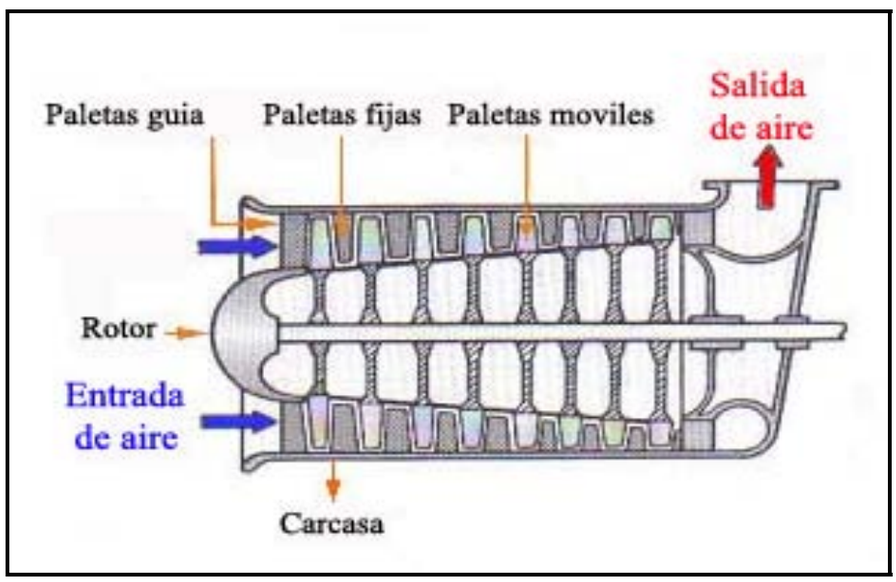


Figura 1.11.- Compresor axial de ocho etapas

Constituido esencialmente por un rotor que lleva en su periferia una serie de alabes o paletas unidas fuertemente, y envolviendo este conjunto se encuentra la carcasa o estator que dispone de otra fila de alabes interpuesta entre los móviles, tal como se aprecia en la figura 1.11.

La compresión del aire se produce en cada par de alabes, es decir, a su paso por los alabes móviles y fijos, así que en este tipo de compresor hay varios escalonamientos de presión.

Algunas de las aplicaciones del compresor axial (no relacionadas con el área naval) es en plantas de desulfurización, gas de alto horno, industrias de productos farmacéuticos y alimenticios, túneles de aireación, etc.

2.2 Compresor radial

Este compresor se compone de un rotor con paletas radiales o curvas, un anillo fijo con paletas formando canales de sección creciente y que recibe el nombre de *difusor,* y finalmente una cubierta envolvente en forma de espiral con sección creciente que comunica con el colector de aire a presión.

En la figura 1.12, se aprecia la forma esquemática este tipo de compresor cuyo funcionamiento es bien simple. Al girar el rotor a gran velocidad y en una dirección determinada, el aire que se encuentra entre los alabes o paletas móviles se ve sometido a un efecto de arrastre que lo proyecta hacia la periferia en el sentido radial, aumentando al mismo tiempo la presión y velocidad.

La velocidad del aire disminuye cuando pasa por los conductos del difusor (entre las paletas fijas) y su presión aumenta, produciéndose una transformación de energía en el difusor. Por tanto, la compresión se hace en dos etapas, primero en el rotor impulsor y después en el difusor, es decir, que la velocidad adquirida se convierte en presión, parcialmente en el impulsor y parcialmente en los difusores estacionarios.

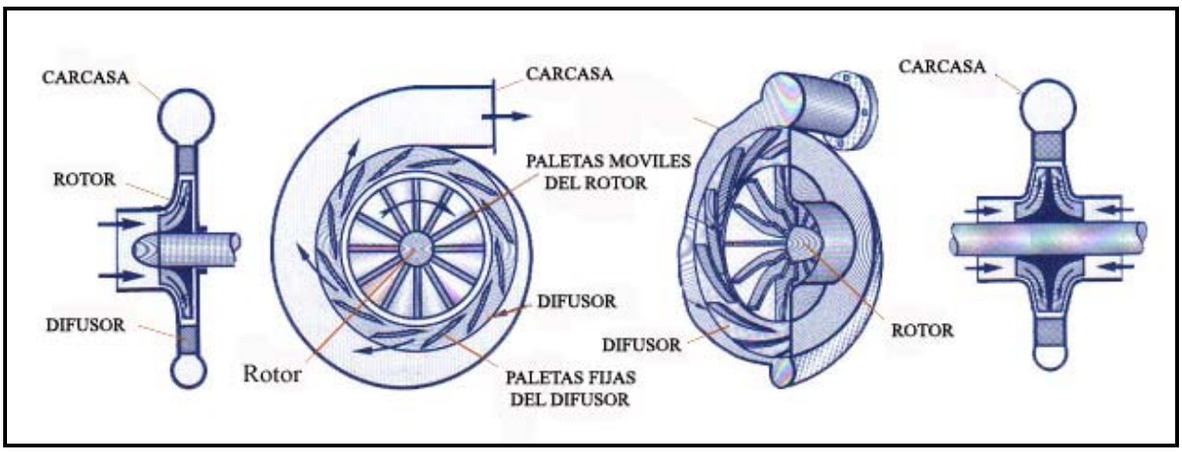
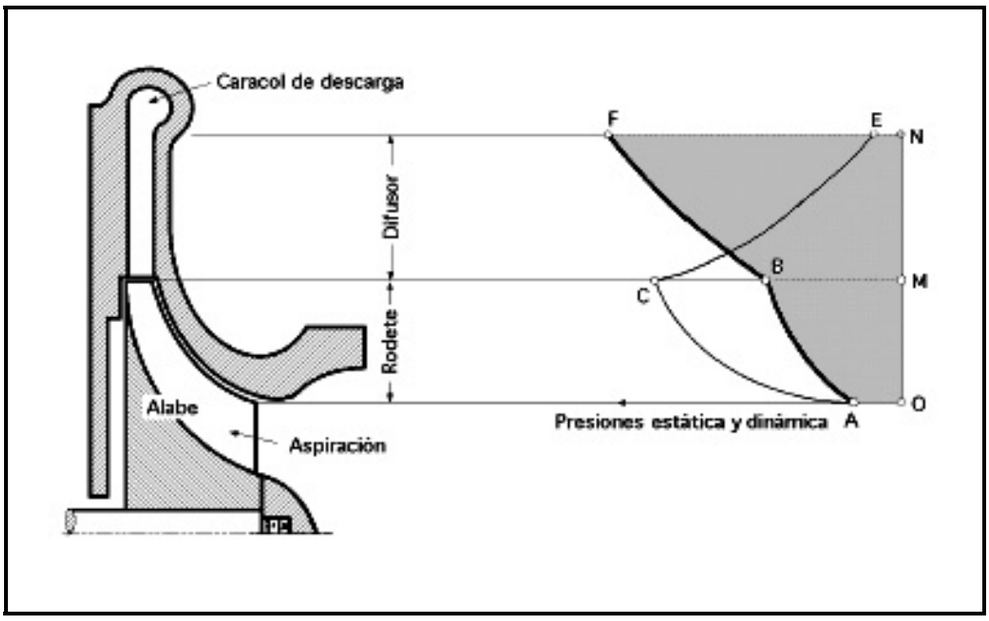


Figura 1.12.- Vistas esquemáticas de compresores centrífugos de simple y doble acción.



OA.- Presión estática y dinámica a la entrada del turbocompresor; **MB.-** Presión estática a la salida del rodete; **MC.-** Presión dinámica a la salida del rodete; **NE.-** Presión dinámica a la salida del difusor; **NF.-** Presión estática a la salida del difusor

Figura 1.13.- Cambios de presión, estática y dinámica a través de un compresor radial

Los compresores radiales se clasifican en compresores de una etapa o de etapas múltiples, según que tenga uno o varios impulsores (figura 1.14).

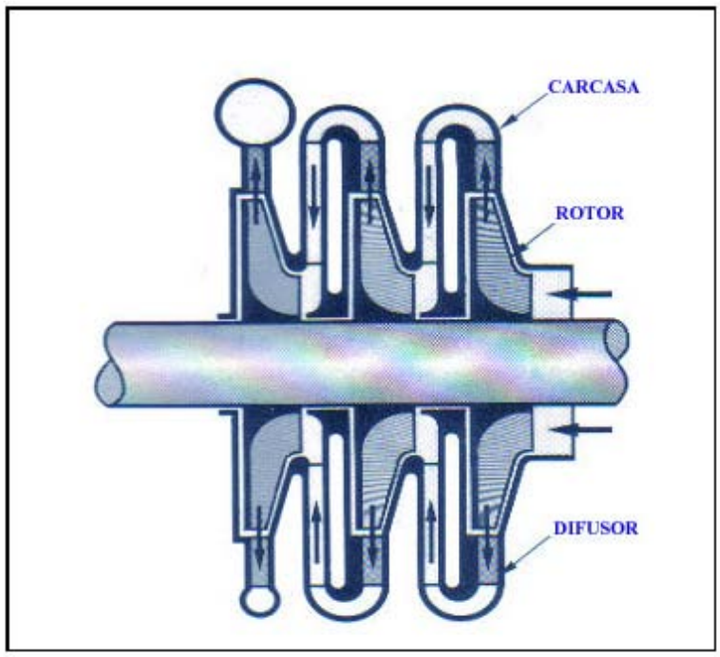


Figura 1.14.- Compresor radial de etapas múltiples.

2.3 Comparación de los turbocompresores radiales y los axiales

El turbocompresor radial o centrífugo tiene las siguientes ventajas sobre el turbocompresor axial:

- *Mayor robustez y, por tanto, mayor seguridad en la explotación.*
- *Menor número de escalonamientos.*
- *Mayor facilidad de alojamiento de los sistemas de refrigeración intermedia.*
- *Mayor zona de estabilidad de funcionamiento, por lo que respecta al fenómeno de bombeo.*

El turbocompresor axial ofrece las siguientes ventajas con relación al turbocompresor radial:

- *Mejor rendimiento*
- *Para un mismo gasto másico y presión, mayor número de revoluciones*
- *El turbocompresor axial tiene menor volumen, menor superficie frontal, y menor peso para igualdad de gasto másico y de relación de compresión.*

Si la relación de compresión es pequeña, ésta se puede lograr con un turbocompresor radial de un solo escalonamiento, con lo cual el peso y volumen de la máquina será menor que si se empleara un turbocompresor axial, que necesariamente tendría que ser de varios escalonamientos.

La relación de compresión por escalonamiento es:

- Escalonamiento turbocompresor radial:

Máxima realizable de, 3 ÷ 5; valores normales de, 1,5 ÷ 2,5

- Escalonamiento turbocompresor axial:

Máxima realizable de, 1,5 ÷ 2; valores normales de, 1,05 ÷ 1,2

1.7 Compresores volumétricos

Este tipo de compresores trabaja según el *principio de desplazamiento*, el cual consiste en la compresión del aire en un recinto hermético, donde se reduce luego su volumen. Los compresores volumétricos se pueden dividir en tres tipos básicos: **Compresores helicoidales, compresores rotativos de palas deslizantes y compresores tipo Scroll.**

1 - Compresores helicoidales

Los compresores helicoidales mas utilizados pueden ser de dos tipos:

- De dos rotores, (Lysholm), que comenzaron a utilizarse en los años 30 y están compuestos de dos husillos roscados (rotores), uno motor y otro conducido.
- De rotor único, (Zimmern), que comenzaron a utilizarse en los años 60 y están compuestos por un rotor o husillo roscado único, que engrana con un par de ruedas satélites dentadas idénticas.

1.1 - Compresores helicoidales de dos rotores.

El compresor helicoidal de dos rotores, Figura 1.15, es una máquina rotativa de desplazamiento positivo, en la que la compresión del gas se efectúa mediante dos rotores (husillos roscados).

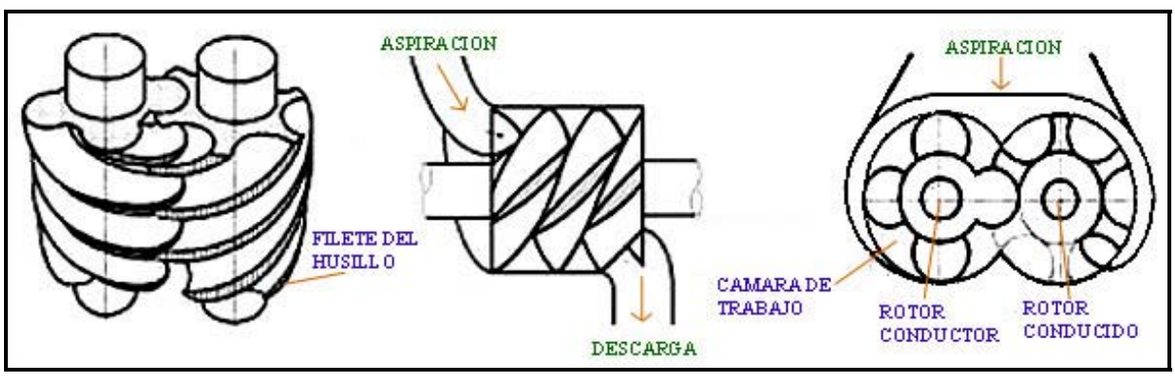


Figura 1.15.- Tornillos de un compresor helicoidal de dos rotores

El rotor conductor tiene cuatro o cinco dientes helicoidales, y engrana con seis celdas o cámaras de trabajo, igualmente helicoidales, del rotor conducido, alojados ambos dentro del estator.

Para asegurar el cierre hermético de las cámaras de trabajo y, por lo tanto, la separación de las cavidades de aspiración e impulsión del compresor, la sección transversal de los dientes ha evolucionado desde un perfil circular, hasta perfiles cicloidales, en orden a mejorar el funcionamiento mecánico y dinámica de los rotores.

El perfil del tornillo conductor es convexo, mientras que el del conducido es cóncavo; el rotor conductor, conectado al eje motor, gira más rápido que el conducido en una relación, 6/4 = 1,5 ó 6/5 = 1,2.

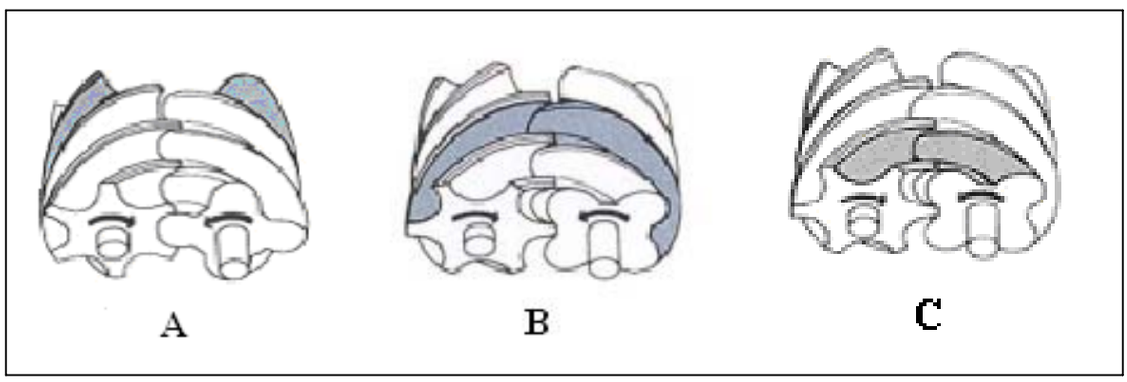
El gas que penetra por la cavidad de aspiración, situada en uno de los extremos del compresor, llena por completo cada una de las cámaras de trabajo helicoidales del rotor conducido.

Durante el giro de los rotores, las cámaras de trabajo limitadas entre los filetes de los rotores y las superficies internas del estator, dejan de estar en comunicación directa con la cavidad de aspiración y se desplazan junto con el gas a lo largo de los ejes de rotación.

En un momento determinado, cada cámara de trabajo se cierra por uno de sus extremos mediante uno de los cuatro dientes del rotor conductor, quedando así atrapado un volumen de gas $\mathbf{V_1}$, que queda desconectado de la aspiración a la presión $\mathbf{p_1}$ (fin de la fase de admisión), comenzando la etapa de compresión; al proseguir la rotación, el volumen se va reduciendo hasta que se pone en comunicación con la lumbrera de escape, alcanzando un valor $\mathbf{V_2}$ a la presión $\mathbf{p_2}$, momento en que se produce el fin de la fase de compresión y comienzo de la de descarga.

El perfil de los rotores helicoidales es tal que los conducidos se descargan completamente; el husillo conductor es el que realiza el trabajo de desplazamiento, actuando al mismo tiempo como rotor y como desplazador. El husillo conducido tiene la misión de separar las cavidades de admisión e impulsión, pero sin desalojar el gas.

Cada una de las cámaras de trabajo se comporta como si el cilindro fuese un compresor alternativo, en donde cada diente del rotor conductor hace las veces de pistón, que primero cierra y después comprime el volumen inicialmente atrapado $\mathbf{V_1}$, por lo que un compresor helicoidal no es sino un compresor alternativo de seis cilindros helicoidales, en el que se han eliminado el cigüeñal, el espacio nocivo y las válvulas de admisión y escape.



A	El aire se inyecta para llenar los espacios interlobales.
B	Al encajar los rotores el aire queda atrapado entre ellos y la carcasa iniciando el proceso de compresión.
C	La compresión del aire continúa hasta quedar expuesto a la cavidad de descarga. Iniciando así el proceso de descarga del aire comprimido.

Figura 1.16.- Proceso de funcionamiento del compresor helicoidal de dos rotores.

- **Ciclo de operación de un compresor helicoidal de dos rotores.**

  - ***Aspiración,*** que consiste en el llenado progresivo de una cámara de trabajo de volumen $\mathbf{V_1}$
  - ***Desplazamiento a presión constante*****,** de forma que al continuar la rotación, la cámara de trabajo que contiene el volumen de gas $\mathbf{V_1}$ se mueve circunferencialmente sin variar el volumen.
  - ***Compresió*****n,** en la que cada diente del rotor conductor engrana con el extremo de cada cámara de trabajo en cuestión, decreciendo progresivamente su tamaño hasta que, cuando su valor es $\mathbf{V_2}$, se pone en comunicación con la cavidad de descarga.
  - ***Descarga*****,** en el que al proseguir el giro, el volumen disminuye desde $\mathbf{V_2}$ a **cero**, produciéndose la expulsión del aire a la presión de salida $\mathbf{p_2}$.

Su campo de aplicación se remite a proporcionar aire para servicios en cubierta.

1.2 - Compresor helicoidal de rotor único.

El compresor helicoidal de rotor único consta de un rotor conductor con seis cámaras de trabajo helicoidales de perfil globoidal, que acciona dos ruedas dentadas satélite que tienen once dientes cada una, de perfil idéntico al de las cámaras de trabajo, y situadas a ambos flancos del rotor conductor, Figura 1.17 (pagina 26), la velocidad de las ruedas dentadas es (6/11) de la del rotor principal.

La potencia de compresión se transfiere directamente desde el rotor principal al gas; las ruedas dentadas no disponen de ningún tipo de energía, salvo pérdidas por rozamiento.

Las *holguras* entre los perfiles en movimiento tienen que ser pequeñas, (las óptimas para cada tipo de máquina), con el fin de evitar fugas o filtraciones de gas desde la cavidad de descarga hacia regiones donde las presiones sean más bajas. La inexistencia de juntas y segmentos hace que las pérdidas por rozamiento mecánico sean más bajas en comparación con las que se producen en los compresores alternativos.

Las holguras relativas son mayores en las máquinas pequeñas, en las que predominan las pérdidas por fugas, que en las máquinas grandes, en las que dominan las pérdidas debidas a la caída de presión por rozamiento del fluido.

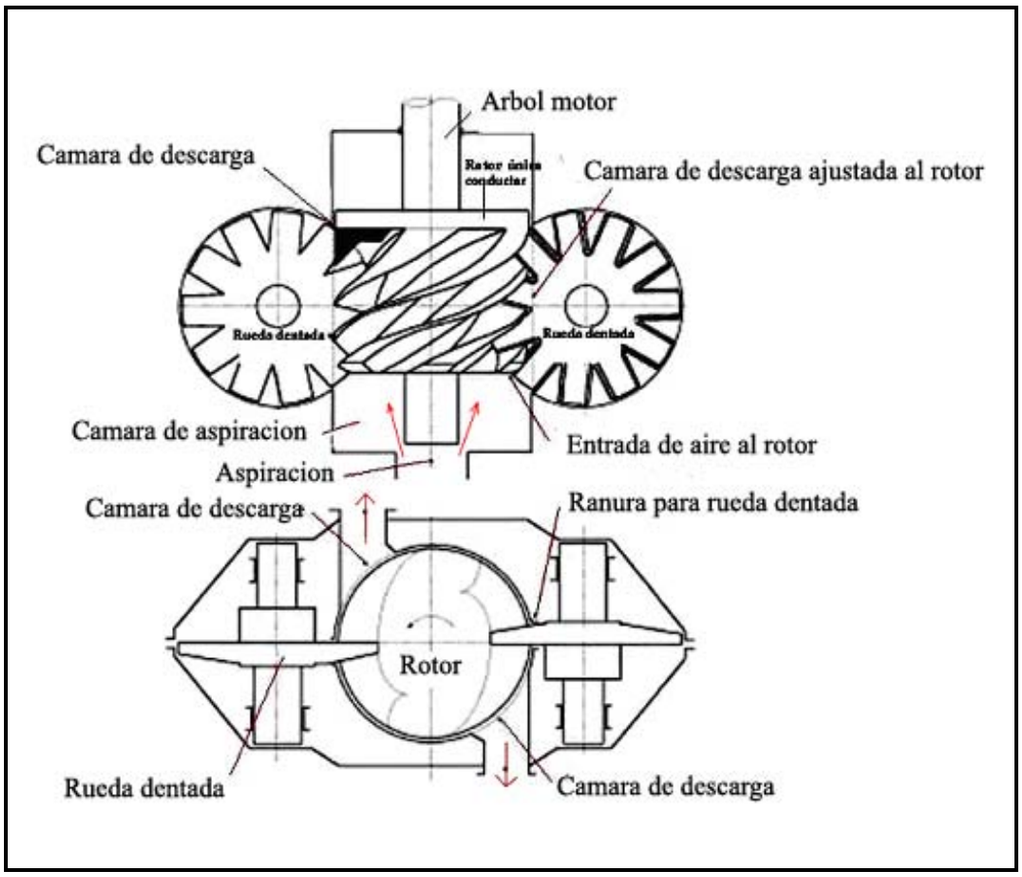


Figura 1.17.- Compresor helicoidal de rotor único.

- **Ciclo de operación de un compresor helicoidal de rotor único.**

En la Figura 1.18 (pagina 27), se observan las sucesivas etapas por las que atraviesa una cámara de trabajo en orden creciente de volúmenes. Donde: a) Aspiración; b) Compresión; c) Descarga.

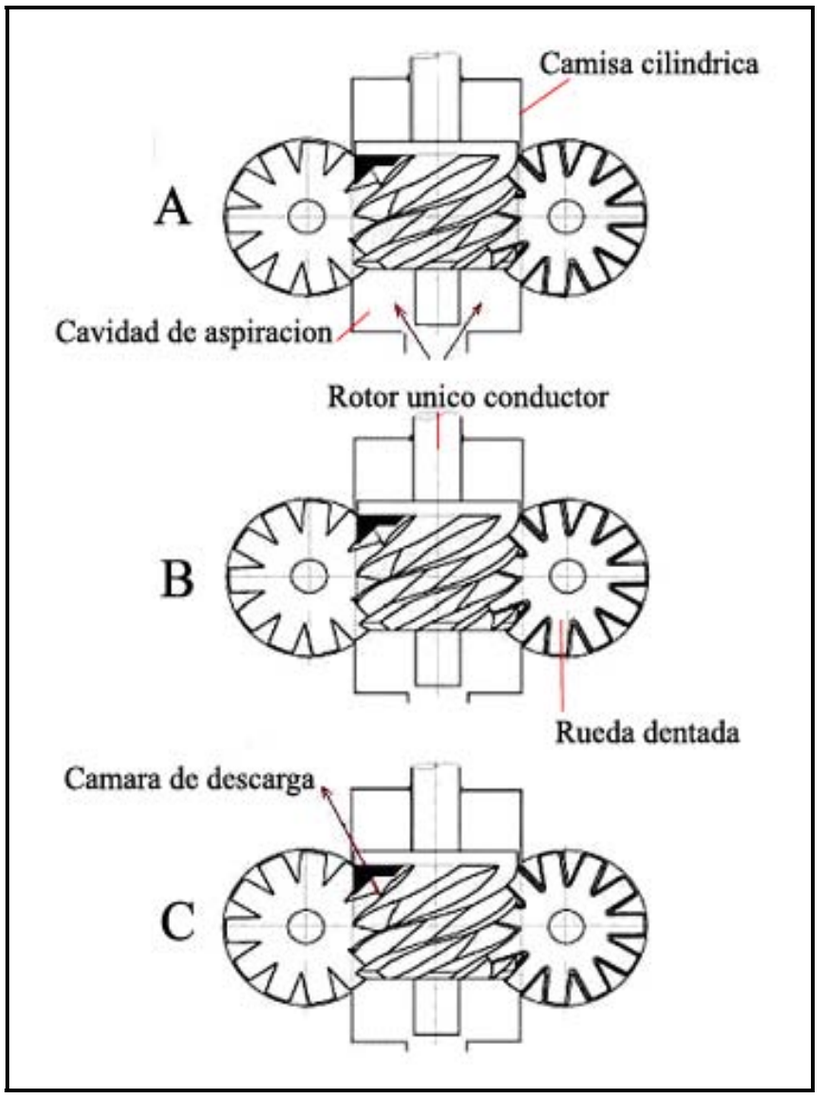


Figura 1.18.- Fases del funcionamiento de un compresor helicoidal de rotor único.

El proceso se descompone en las fases siguientes:

- ***Aspiración:*** El rotor encerrado en una camisa cilíndrica, tiene todas las cámaras de trabajo en comunicación con la cavidad de aspiración por uno de sus extremos. Un diente de una de las ruedas dentadas engrana con cada cámara de trabajo, efectuándose la aspiración del aire conforme se desplaza dentro de dicha cámara.
- ***Compresión:*** Al proseguir la rotación del rotor único conductor, las cámaras se llenan completamente de aire, cerrándose y separándose de la cavidad de aspiración mediante un diente perteneciente a la otra rueda dentada, reduciendo progresivamente su volumen producto del movimiento de rotación, comprimiendo así el aire encerrado en la cámara de trabajo.
- ***Descarga:*** En un momento determinado, cada una de las cámaras de trabajo, con volúmenes decrecientes y presiones crecientes, se pone en comunicación con la

lumbrera de escape, cesando la compresión y produciéndose la expulsión del gas hasta que el volumen V_2 queda reducido a cero.

2 - Compresores rotativos de paletas deslizantes

Los compresores rotativos de paletas deslizantes se subdividen en:

- Compresores de rodillo.
- Compresores de paletas.

2.1 - Compresor de rodillo

En los compresores de rodillo el eje motor y el eje del estator son concéntricos, mientras que el eje del rotor es excéntrico una distancia **e** respecto a ellos, Figura 1.19; pagina 28. Al deslizar el rotor de rodillo sobre el estator se establece entre ellos un contacto, que en el estator tiene lugar a lo largo de todas y cada una de sus generatrices, mientras que en el rotor sólo a lo largo de una zona **A**, la correspondiente a la máxima distancia al eje motor.

El pistón o paleta deslizante, alojado en el estator, se aprieta y ajusta contra el rotor mediante un muelle antagonista ubicado en el estator. La admisión del gas se efectúa a través de la lumbrera de admisión y el escape a través de la válvula de descarga.

El gas aspirado en el compresor, que llena el espacio comprendido entre el rotor y el estator, se comprime de forma que, al girar, disminuye progresivamente su espacio físico (cámara de trabajo), Figura 1.14, hasta que alcanza la presión reinante en la válvula de escape, que en ese momento se abre, teniendo lugar a continuación la descarga del gas.

El volumen de gas teórico desplazado por el compresor de estas características V_D es de la forma:

$$\mathbf{V_D = \pi/4\ (D2 - d^2)\ Ln}\ \ (m^3/hora)$$

Siendo **D** el diámetro interior del estator, **d** el diámetro del rotor, **L** la longitud de contacto (rotor-estator) y **n** el nº de rpm del rotor; la excentricidad **e** es la distancia entre el eje motor y el eje del estator, la cual viene dada por la siguiente relación: **e = (D – d) / 2.**

Su campo de aplicación se remite a suministrar aire para controoladores.

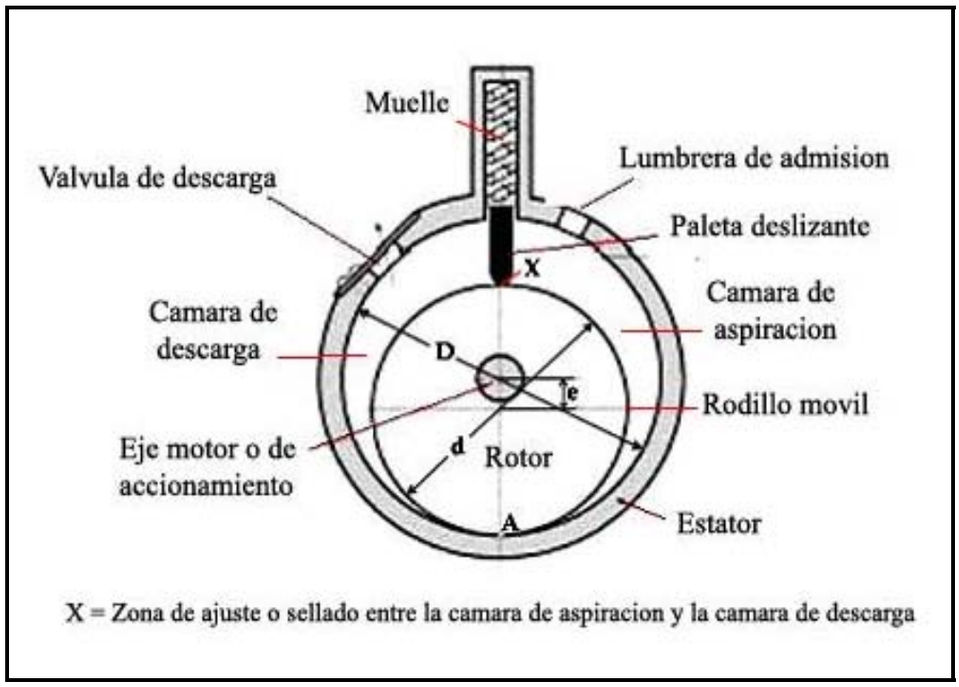


Figura 1.19.- Compresor rotativo de paletas deslizante

2.2 - Compresor de paletas

En este compresor el eje motor o de accionamiento es excéntrico respecto al eje del estator y concéntrico respecto al eje del rotor Figura 1.20. El rotor gira deslizando sobre el estator, con cinemática plana (radial), en forma excéntrica respecto a la superficie cilíndrica interior del estator, estableciéndose un contacto que, en el estator tiene lugar sobre una única generatriz, mientras que en el rotor tiene lugar a lo largo de todas sus generatrices; el rotor es un cilindro hueco con ranuras radiales en las que las paletas están sometidas a un movimiento de vaivén, (alternativo).

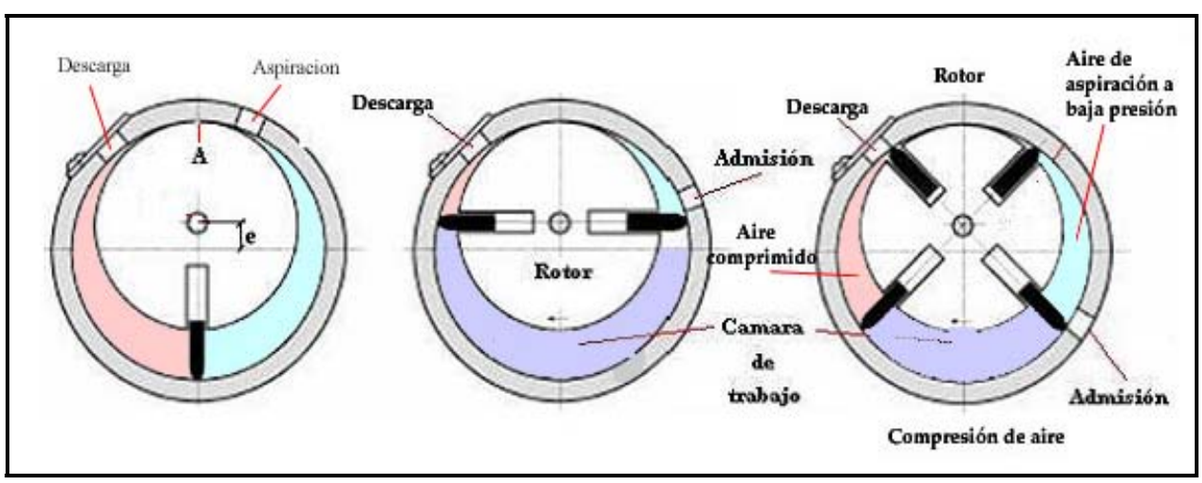


Fig. 1.20
Compresor de palas monocelular

Fig. 1.21
Compresor bicelular

Fig. 1.22
Compresor multicelular

Bajo la acción de la fuerza centrífuga, las paletas (1 ó más) aprietan y ajustan sus extremos libres deslizantes a la superficie interior del estator, al tiempo que los extremos interiores de dichas paletas se desplazan diametralmente respecto al eje de giro.

La ***admisión del gas*** se efectúa mediante la lumbrera de admisión y la descarga a través de la válvula de descarga. El gas llena el espacio comprendido entre dos palas vecinas y las superficies correspondientes del estator y del rotor (cámara de trabajo), cuyo volumen crece durante el giro del rotor hasta alcanzar un valor máximo, y después se cierra y traslada a la cavidad de impulsión del compresor, comenzando al mismo tiempo el desalojo del gas de la cámara de trabajo.

El funcionamiento del compresor de una paleta es similar al del compresor de rodillo, siendo el volumen desplazado $\mathbf{V_D}$ idéntico, el cual se puede incrementar añadiendo más palas o aumentando la excentricidad **e**.

La ***ubicación de la lumbrera de admisión en el estator***, para una posición fija de la generatriz de contacto (rotor-estator), se fija de forma que el rendimiento volumétrico no disminuya demasiado, para así conseguir en el compresor un volumen desplazado $\mathbf{V_D}$ máximo; esto implica que hay que situar la lumbrera de forma que el espacio comprendido entre dos palas consecutivas sea el máximo posible, en el instante en que la segunda pala termine de atravesar dicha lumbrera; a continuación este espacio físico en su giro hacia la válvula de descarga, disminuye, dando lugar a la compresión del gas hasta alcanzar la presión de salida, momento en que se efectúa la descarga a través de la válvula correspondiente.

En el compresor monocelular (una paleta), la posición de la lumbrera de admisión tiene que estar lo más cerca posible de la generatriz **A** de contacto (rotor-estator), Figura 1.15, siendo el desplazamiento teórico (cámara de trabajo) idéntico al de un compresor de rodillo.

En el compresor bicelular (dos paletas), la posición de la lumbrera de admisión es la indicada en la figura 1.21; pagina 29, siendo el volumen teórico desplazado (cámara de trabajo) proporcional al doble del área sombreada, que es la máxima que geométricamente se puede conseguir por cada revolución.

En el compresor multicelular, (cuatro o más paletas), la posición de la lumbrera de admisión es la indicada en la Figura 1.22; pagina 29, siendo el volumen teórico desplazado proporcional a cuatro veces el área sombreada, que es la máxima que se puede obtener por cada revolución.

Se observa que el desplazamiento aumenta con el número de palas (2, 4... veces el área sombreada), llegándose a construir compresores con 6, 8 y hasta 10 paletas; con compresores de más de 10 paletas no se generan ganancias sensibles en el volumen desplazado.

El volumen desplazado crece aumentando la excentricidad **e** (o lo que es lo mismo disminuyendo el diámetro **d**, para un diámetro D constante); esta solución genera un aumento de la fuerza centrífuga a la que están sometidas las paletas, por lo que se ocasiona un rozamiento excesivo entre éstas y el estator, con su consiguiente deterioro y desgaste.

Otra solución consiste en incrementar el número de paletas que permite reducir la excentricidad y los efectos perjudiciales de la fuerza centrífuga.

Su campo de aplicación se remite a proporcionar aire de control neumático.

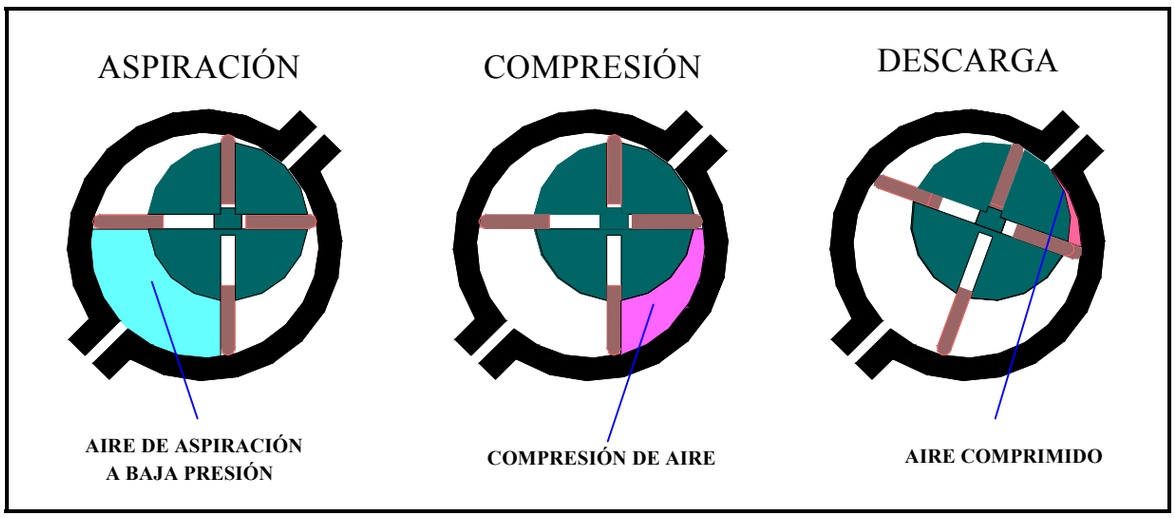


Figura 1.23.- Funcionamiento del compresor multicelular

2.3 - Compresor de lóbulos (Roots)

Se conocen como compresores de doble rotor o de doble impulsor aquellos que trabajan con dos rotores acoplados, montados sobre ejes paralelos, para una misma etapa de compresión. Una máquina de este tipo muy difundida es el compresor de lóbulos conocido como "Roots", el cual esta compuesto en su realización más simple por una cubierta que contiene dos rotores simétricos o impelentes, que por lo general tienen una forma parecida a un “ocho” en su corte seccional. Los rotores se entrelazan, son mantenidos en fase mediante engranajes externos sincronizadores, y giran a la misma velocidad y en direcciones opuestas.

Estos compresores reciben frecuentemente el nombre de sopladores, y son empleados cuando se requieren grandes volúmenes de aire a baja presión. La figura 1.24 (pagina 32) muestra un compresor típico de lóbulos rectos. El compresor de lóbulos rectos no produce ningún efecto de compresión o de reducción de volumen del aire, ya que los rotores simplemente desplazan el aire desde la entrada hasta la descarga, únicamente el aire es comprimido por el reflujo que se produce dentro de la cubierta en el momento en que se descubre la galería de descarga. Cuenta con la ventaja de la alta velocidad de rotación que permite obtener presiones de descarga de hasta aproximadamente 1.5 kg/cm^2, además de la ausencia de lubricación interna al no existir contacto alguno entre los lóbulos y el envolvente o carcasa. Una aplicación es como sobre alimentador de

los motores diesel (del tipo mecánico), otra aplicación lo constituye como suministrador de grandes volúmenes de aire a baja presión en una planta generadora de gas inerte.

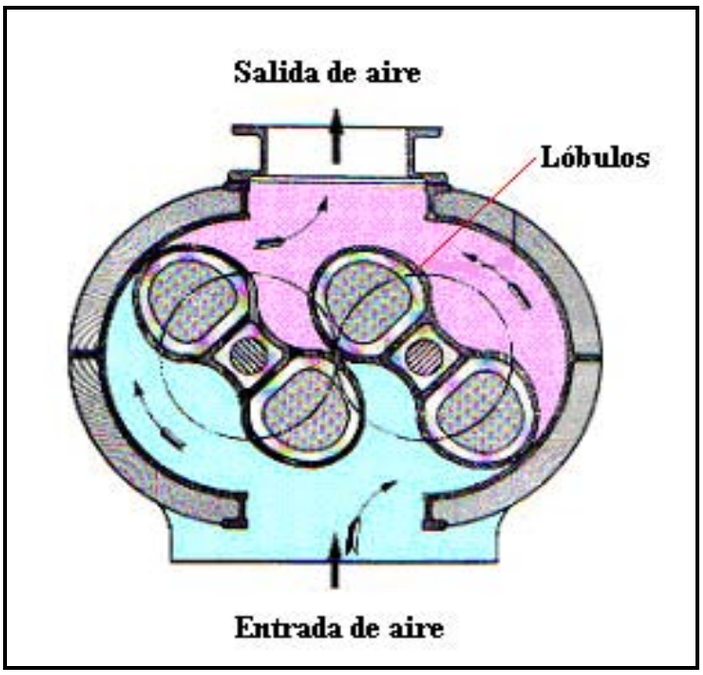


Figura 1.24.- Compresor de lóbulos rectos

1.8 Compresores Alternativos

Los compresores alternativos funcionan bajo el principio de desplazamiento y son máquinas que tienen por finalidad aportar una energía a los fluidos compresibles (gases y vapores) sobre los que operan, para hacerlos fluir aumentando al mismo tiempo su presión.

En el capitulo IV de este trabajo de tesis, se procede a la realización del calculo de los elementos presentes en una planta de aire comprimido (para suministrar el aire de partida para el motor propulsor principal) y los compresores utilizados para este propósito corresponden a compresores alternativos. Por este motivo, se realiza un estudio más a fondo acerca de este tipo de compresores.

1.8.1 Clasificación de los compresores alternativos

Los compresores alternativos se pueden clasificar de las siguientes formas:

a) ***Por el número de etapas.***
b) ***Por el modo de trabajar el pistón.***
c) ***Por el número y disposición de los cilindros.***

a) ***Por el número de etapas***

Los compresores se pueden clasificar, atendiendo al estilo de actuar la compresión, de una o dos etapas.

- ***Compresores de una etapa***

Se componen básicamente de un cárter con cigüeñal, pistón y cilindro. Para su refrigeración llevan, en la parte exterior, aletas que evacúan el calor por radiación y convección; se utilizan en aplicaciones en donde el caudal está limitado y en condiciones de servicio intermitente, ya que son compresores de pequeñas potencias.

En estos compresores, la temperatura de salida del aire comprimido se sitúa alrededor de los 180ºC con una posible variación de ± 20ºC.

- ***Compresores de dos etapas***

El aire se comprime en dos etapas; en la primera (de baja presión BP) se comprime hasta una presión intermedia pi = 2 a 3 bar, y en la segunda (de alta presión AP), se comprime hasta una presión de 8 bar.

Estos compresores son los más empleados en la industria cubriendo sus caudales una extensa gama de necesidades.

Pueden ser refrigerados por aire o por agua, es decir, el refrigerador intermedio (entre etapas) puede actuar a base de un ventilador o una corriente de agua a través del mismo. El aire comprimido sale a unos 130ºC con una variación de ± 15ºC.

b) ***Por el modo de trabajar el pistón***

- ***De simple efecto***

Cuando un pistón es de simple efecto, figura 1.25a; pagina 34, trabaja sobre una sola cara del mismo, que está dirigida hacia la cabeza del cilindro.

La cantidad de aire (volumen de aire) desplazado es igual a la carrera por la sección del pistón.

- ***De doble efecto***

El pistón de doble efecto trabaja sobre sus dos caras y delimita dos cámaras de compresión en el cilindro, figura 1.25b; pagina 34. El volumen engendrado es igual a dos veces el producto de la sección del pistón por la carrera.

Hay que tener en cuenta el vástago, que ocupa un espacio obviamente no disponible para el aire y, en consecuencia, los volúmenes creados por las dos caras del pistón no son iguales.

- ***De etapas múltiples***

Un pistón es de etapas múltiples, si tiene elementos superpuestos de diámetros diferentes, que se desplazan en cilindros concéntricos.

El pistón de mayor diámetro puede trabajar en simple o doble efecto, no así los otros pistones, que lo harán en simple efecto.

Esta disposición es muy utilizada por los compresores de alta presión, figura 1.25c.

- ***De pistón diferencial***

El pistón diferencial es aquel que trabaja a doble efecto, pero con diámetros diferentes, para conseguir la compresión en dos etapas, figura 1.26d. Su utilidad viene limitada y dada la posición de los pistones, está cayendo en desuso.

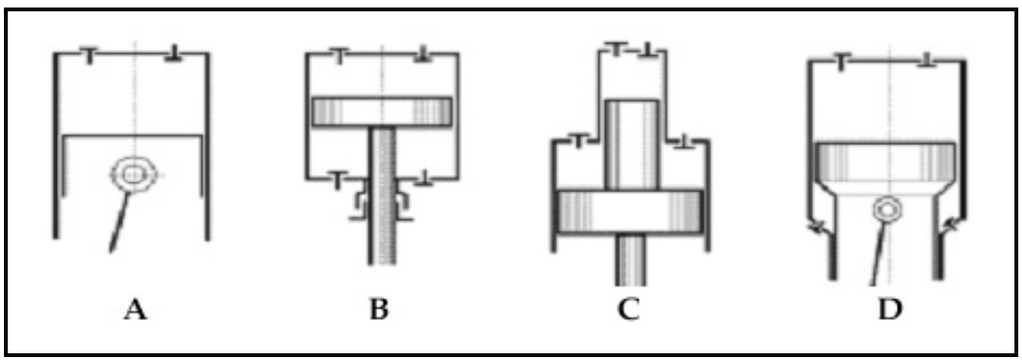


Figura 1.25.- Formas de trabajar el pistón

c) ***Por el número y disposiciones de los cilindros.***

En los compresores de cilindros, o a pistón, los fabricantes acostumbran a utilizar diversas formas de montaje para éstos, siendo las más frecuentes la disposición vertical, la horizontal, en L ó en ángulo a 90º, y de dos cilindros opuestos, debiendo también incluir la colocación en V muy adoptada para los compresores pequeños.

Los compresores verticales sólo se utilizan para potencias pequeñas, ya que los efectos de machaqueo, relativamente importantes producidos por esta disposición, conducen al empleo de fundaciones pesadas y voluminosas, en contraposición de las disposiciones horizontales o en ángulo, que presentan otras cualidades de equilibrio tales que, el volumen de las fundaciones, se reduce muchísimo.

Para compresores pequeños, la forma en V es la más empleada.

Para compresores grandes de doble efecto, se recurre al formato en L o en ángulo, con el cilindro de baja presión vertical y el de alta presión horizontal.

Estos compresores deben trabajar a una presión comprendida entre 6 y 7 bar, inferior a la presión máxima establecida del orden de (8÷10) bar, que indica la presión límite a la que puede trabajar, no siendo recomendable el que un compresor trabaje constantemente a su presión máxima, debido a que están diseñados para trabajar un cierto lapso de tiempo a dicha presión. El tiempo esta determinado por el modelo del compresor y los materiales utilizados en su construcción.

1.8.2 Compresión en etapas

El grado de compresión $\boldsymbol{\varepsilon_c}$ es el cociente entre la presión absoluta de descarga $\mathbf{P_2}$ y la presión absoluta de admisión o entrada $\mathbf{P_1}$. Puede tener cualquier valor pero en la práctica, en compresores de una sola etapa no suele pasarse de relaciones de compresión de 3,5÷4, ya que relaciones de compresión más altas necesitan un compresor voluminoso que encarece el equipo. Además como toda compresión lleva consigo un aumento de temperatura de los gases que se procesan, existe el riesgo de que éstos salgan excesivamente calientes, lo que perjudicaría tanto el equipo mecánico como la lubricación de la máquina.

Cuando la relación de compresión es muy grande, se aconseja el empleo de compresores de varias etapas escalonadas con o sin refrigeración intermedia, cada una de las cuales tiene una relación de compresión del orden de 3,5 ÷ 4.

Según sea el nº de etapas, la relación de compresión ε_c en cada etapa es:

$$\boldsymbol{\varepsilon_c = \sqrt[n]{(P_{max} / P_{min})}}$$

Siendo **n** el nº de etapas, que permite disponer de una relación de compresión ideal idéntica en cada etapa.

En un compresor de dos o más etapas se puede establecer una relación de compresión total, que es la relación entre la presión absoluta final en la descarga de la última etapa y la presión absoluta inicial en la aspiración de la primera etapa; también se puede establecer una relación de compresión parcial de cada etapa, que es la relación entre la presión absoluta final en la descarga de aquella etapa y la presión absoluta en la aspiración de la misma etapa.

A continuación, como ya se ha explicado la compresión en etapas para los compresores alternativos, se procede al análisis del ciclo de operación de un compresor alternativo, el primero

es un compresor de una etapa y de simple efecto (figura 1.26) y el segundo corresponde a un compresor alternativo de dos etapas y de doble efecto (figura 1.27, pagina.37).

- **Ciclo de operación de un compresor alternativo de una etapa y de simple efecto.**

Carrera de aspiración o succión: Cuando el pistón del compresor comienza su carrera descendente, el aire bajo presión del espacio muerto, se expande rápidamente hasta que la presión cae por debajo de la que existe en el lado opuesto de la válvula de admisión. Esta diferencia de presión hace que la válvula de admisión se abra, admitiendo aire en el cilindro. El aire continúa siendo llevado al cilindro hasta que el pistón alcance el fondo o la parte más baja de su carrera o recorrido (punto muerto inferior, PMI).

Carrera de compresión: Cuando el pistón comienza su carrera ascendente, comienza la compresión alcanzado la misma presión que la que existía en la admisión del compresor, debido a esto se cierra la válvula de entrada. A medida que el pistón continúa su movimiento ascendente, el aire es comprimido hasta que la presión del cilindro se hace suficientemente grande para abrir la válvula de descarga contra la presión de los muelles de la válvula y la presión de la línea de descarga. (Cabe señalar que el aire comprimido dentro del cilindro es descargado prácticamente a presión constante).

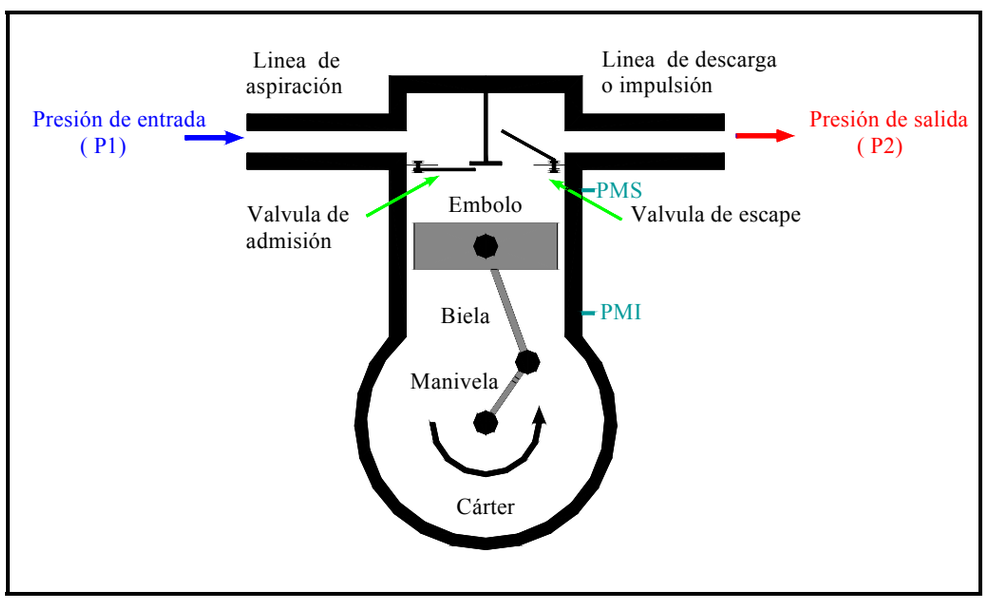


Figura 1.26.- Esquema del funcionamiento de un compresor alternativo (de una etapa y de simple efecto)

➢ **Ciclo de operación de un compresor alternativo de dos etapas y de doble efecto**

Carrera de aspiración o succión (primera etapa de baja presión): Cuando el pistón del compresor comienza su carrera descendente, el aire bajo presión del espacio muerto, se expande rápidamente hasta que la presión cae por debajo de la que existe en el lado opuesto de la válvula de admisión (lado de baja presión). Esta diferencia de presión hace que la válvula de admisión se abra, admitiendo aire en el cilindro. El aire continúa siendo llevado al cilindro hasta que el pistón alcance el fondo o la parte más baja de su carrera o recorrido (punto muerto inferior, PMI).

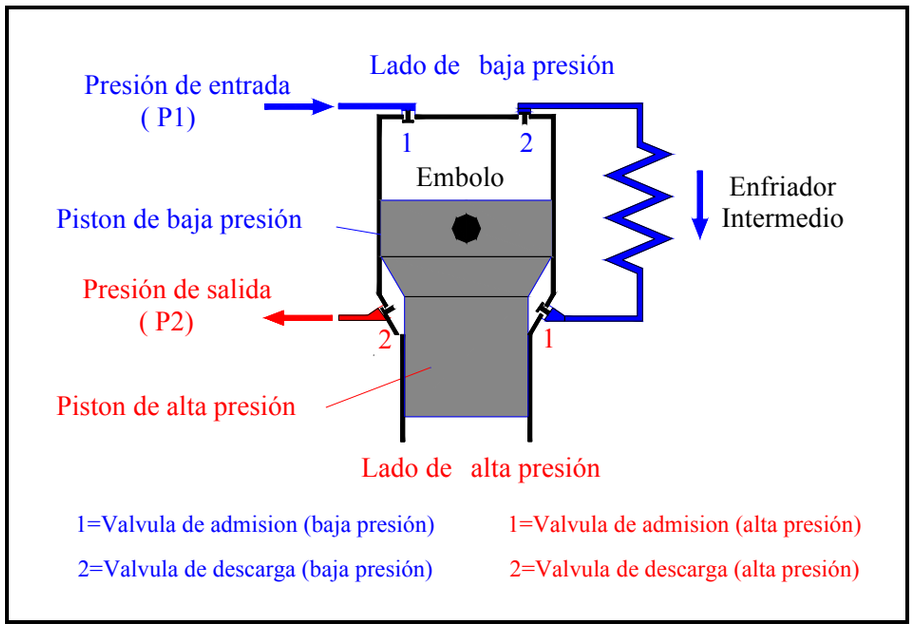


Figura 1.27.- Esquema del funcionamiento de un compresor alternativo (de dos etapas y de doble efecto)

Carrera de compresión (primera etapa de baja presión): Cuando el pistón comienza su carrera ascendente, comienza la compresión alcanzado la misma presión que la que existía en la admisión del compresor, debido a esto se cierra la válvula de entrada. A medida que el pistón continúa su movimiento ascendente, el aire es comprimido hasta que la presión del cilindro se hace suficientemente grande para abrir la válvula de descarga contra la presión de los muelles de la válvula y la presión de la línea de descarga, ingresando a un enfriador intermedio, cuya misión fundamental es refrigerar el aire comprimido antes de ingresar al cilindro de alta presión de la segunda etapa.

Para compresores de aire con esta configuración, es de suma importancia la refrigeración entre etapas, debido a que el aire al ser sometido a presiones cada vez mas

elevadas aumenta de forma gradual su temperatura. Este proceso de refrigeración permite que la cantidad de aire admitido en la etapa siguiente sea mayor que sino existiese refrigeración, al reducir su volumen se economiza potencia, se evita el calentamiento excesivo del aceite de lubricación, disminuyen las expansiones termales y aumenta la succión, lo cual se traduce en un ahorro de la energía a aportar para mover el compresor.

El ciclo de operación en la siguiente etapa (alta presión) se desarrolla de igual manera a lo expuesto anteriormente, entregando en la descarga una presión aun mayor (presión final de descarga). En comparación con el compresor de aire alternativo de una etapa y de simple efecto, con este tipo de compresor se pueden alcanzar relaciones de compresión mas elevadas y por lo tanto una presión final de descarga mayor

1.8.3 Factores incluidos en el rendimiento volumétrico (η_{vol}).

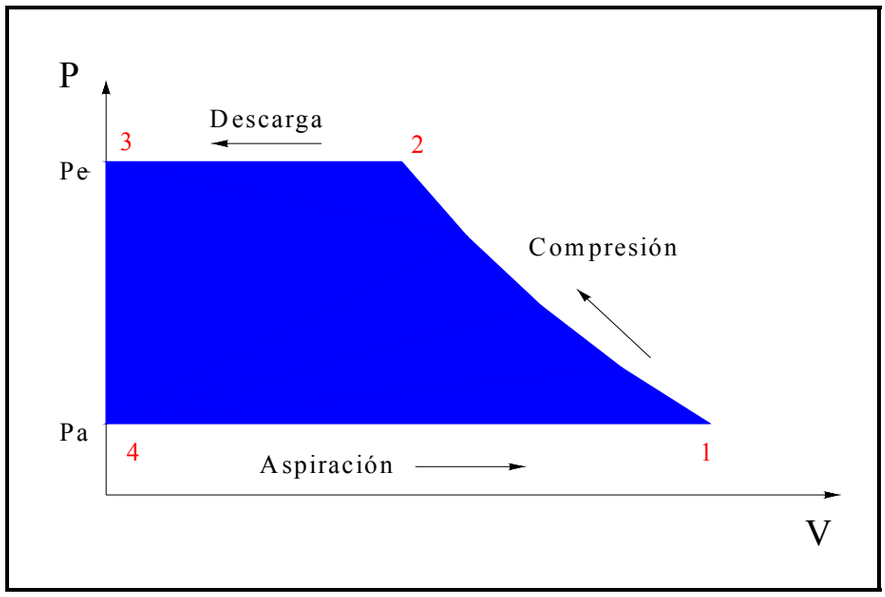
Rendimiento volumétrico se entiende como la relación entre la masa de aire que hay en el cilindro en el punto muerto inferior, y la que podría haber, dado el volumen de la cámara y la presión atmosférica. El rendimiento volumétrico es del 100 % si ambas masas son iguales; es inferior al 100 % si hay menos aire del que podría haber a presión atmosférica; es superior al 100 % si hay más aire del que podría haber a presión atmosférica.

El rendimiento volumétrico depende principalmente de la relación de compresión y algo de la velocidad del compresor, y se ha comprobado que compresores de las mismas características de diseño tienen aproximadamente los mismos rendimientos volumétricos, independientemente del tamaño de compresor que se trate.

Los factores que influyen en el rendimiento volumétrico son: *volumen desplazado, espacio muerto o volumen nocivo, retraso en la apertura de la válvula de admisión, retraso en la apertura de la válvula de escape, calentamiento del cilindro, inestanqueidad de válvulas y segmentos.* A continuación se analizan de forma detallada.

El ciclo teórico de trabajo de un compresor ideal se entiende fácilmente mediante el estudio de un compresor monofásico de pistón funcionando sin pérdidas y que el gas comprimido sea perfecto, figura 1.28; pagina 39.

Con esto se da por hecho que el pistón se mueve ajustado herméticamente al cilindro, e incluso se considera que el paso del aire hacia y desde el cilindro tiene lugar sin resistencias en válvulas y conductos, es decir, sin cambio de presión.



1-2: Compresión; 2-3: Descarga; 3-4: Expansión; 4-1: Aspiración

Figura 1.28.- Ciclo de trabajo teórico de un compresor ideal, sin perdidas, con espacio muerto nulo y con gas perfecto.

1. Volumen desplazado (V_D)

El volumen desplazado V_D para compresores de una etapa y de simple efecto corresponde a la cantidad de aire barrido por la cara superior del pistón desde su punto muerto inferior (PMI) hasta su punto muerto superior (PMS) por unidad de tiempo. (En el caso de doble efecto, hay que tener en cuenta el vástago del pistón). Figura 1.29.

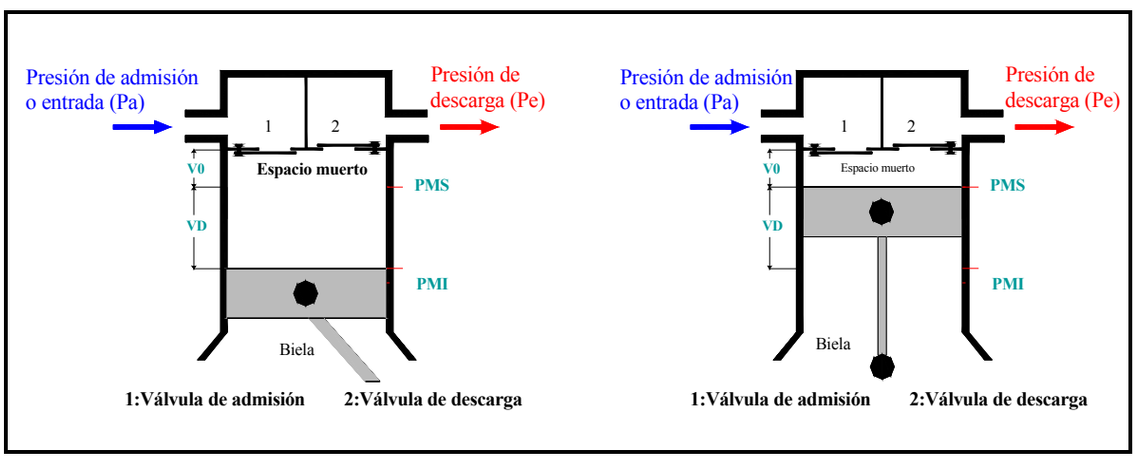


Figura 1.29.- Volumen desplazado por un compresor alternativo (de una etapa y simple efecto).

2. *Espacio muerto o Volumen nocivo (V_0)*

Corresponde al volumen residual entre la cara superior del pistón y el cilindro y válvulas, cuando el pistón está en su punto muerto superior (PMS), estimándose entre un 3%÷10% de la carrera, de acuerdo con el modelo de compresor.

Esto provoca un retraso en la aspiración debido a que el aire almacenado en el volumen residual a la presión $\mathbf{p_2}$ debe expansionarse hasta la presión $\mathbf{p_1}$ antes de permitir la entrada de aire en el cilindro. Sin embargo, su efecto es doble en razón a que si por un lado disminuye el volumen de aspiración, por otro ahorra energía, ya que la expansión produce un efecto motor sobre el pistón; se puede considerar que ambos efectos se compensan bajo el punto de vista energético.

Si el compresor no tuviese espacio muerto, el volumen residual entre el punto muerto superior (PMS) y las válvulas de aspiración y descarga sería 0; esta salvedad se hace en virtud de que la compresión del aire no se puede llevar, por razones físicas, hasta un volumen nulo (debido a que en la realidad ningún fluido es 100% compresible) existiendo al extremo de la carrera del compresor un espacio muerto, que corresponde con el menor volumen ocupado por el gas en el proceso de compresión (compresión máxima del fluido de trabajo).

En el ciclo interno teórico del compresor, figura 1.30, al término de la compresión la presión es $\mathbf{p_2}$; el aire comprimido pasa entonces a la línea de descarga, recta (2-3), pero en el punto 3, punto muerto superior, queda todavía un volumen $\mathbf{V_0}$, espacio muerto.

En la posterior carrera de retroceso (aspiración), este volumen $\mathbf{V_0}$ de gas se expansiona hasta el punto 4, presión **pa** (presión de admisión o entrada), y es solamente entonces, al ser alcanzada la presión de la aspiración, cuando comienza la admisión de aire dentro del cilindro.

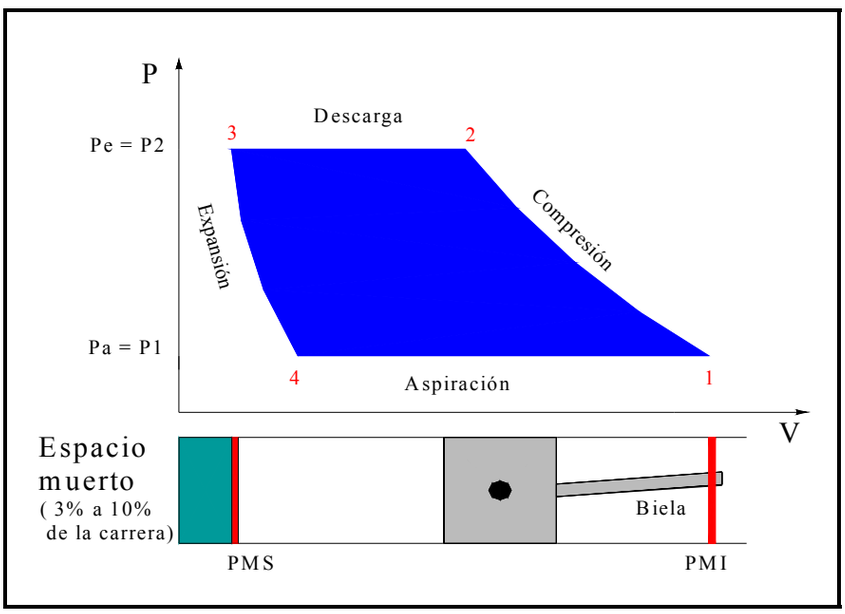


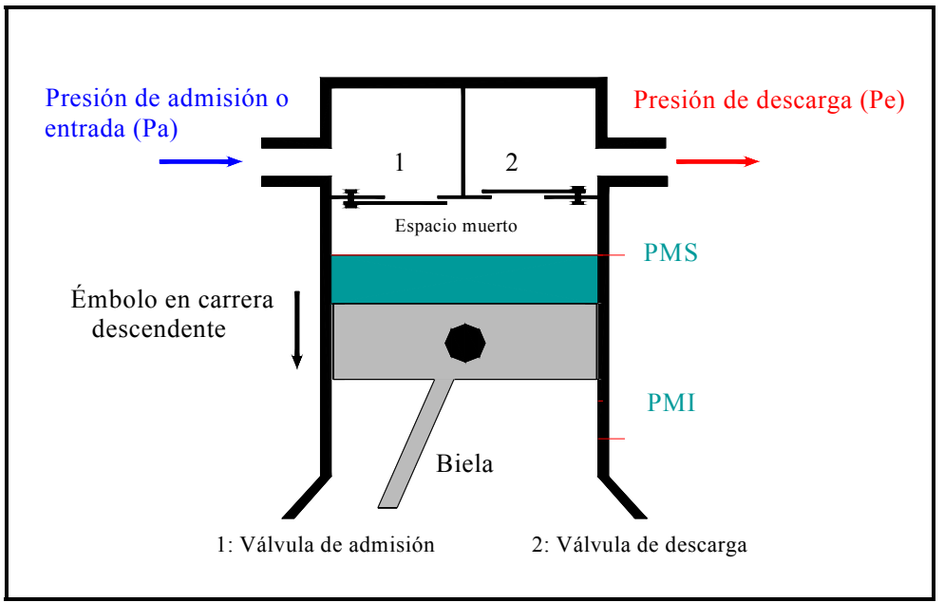
Figura 1.30.- Diagrama de un compresor alternativo ideal.

3. Retraso en la apertura de la válvula de admisión.

Hasta que la presión dentro del cilindro sea **pa – Δpa** (para vencer la tensión del resorte de la válvula de admisión) no se abrirá ésta; por lo tanto el aire al entrar en el cilindro sufrirá una expansión **Δpa** (laminación) a su paso por el asiento de la válvula de admisión.

Esto quiere decir que mientras dura la aspiración la presión del aire dentro del cilindro es menor que la reinante en la línea de aspiración, en otras palabras, el pistón durante su carrera descendente crea el vació necesario para permitir el ingreso del aire al interior del cilindro.

La consecuencia de este retraso en la apertura de la válvula de admisión es que el volumen admitido dentro es menor, pues parte de la carrera teórica de admisión del pistón se emplea en expansionar el gas desde **pa** hasta, **pa - Δpa**. (Ver figura 1.31)



= Vació generado por el embolo para vencer la tensión de la válvula de admisión (Pa - ΔPa)

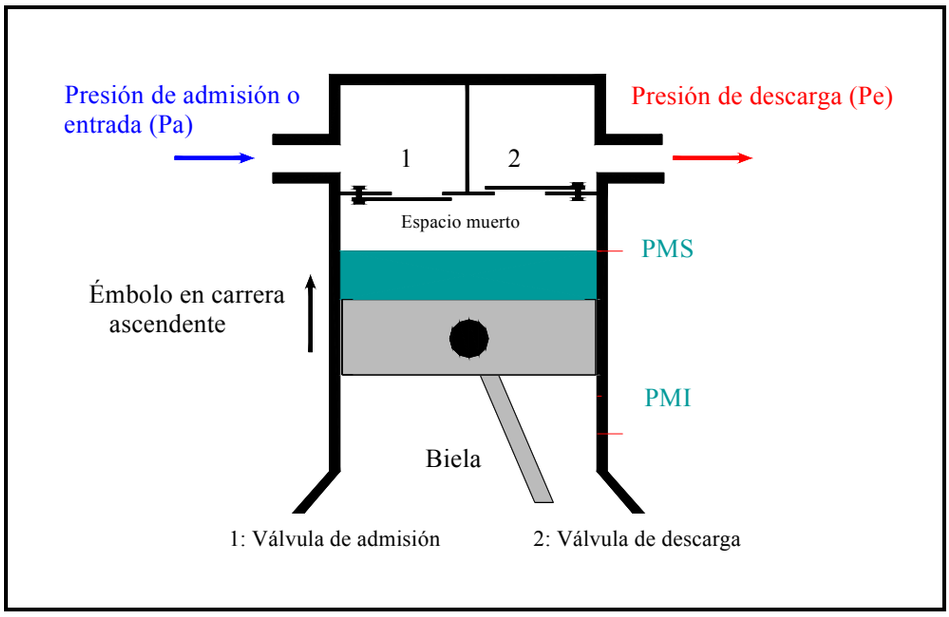
Figura1.31.- Retraso en la apertura de al válvula de admisión.

4. Retraso en la apertura de la válvula de escape.

Por idéntico motivo, para que pueda salir el gas en el escape, deberá estar dentro del cilindro a una presión, **pe + Δpe**, ligeramente superior a la **pe** (presión de escape o salida) reinante en la línea de escape (para vencer la tensión del resorte de la válvula de escape).

En el supuesto de que en el punto muerto superior la presión dentro del espacio muerto no tenga tiempo material de igualarse a la **pe** de la línea de escape, el recorrido del pistón en el retroceso para la expansión del gas del espacio muerto, ya no desde **pe** hasta, **pa - Δpa** , sino desde, **pe + Δpe** , hasta, **pa - Δp**, deberá ser mayor, disminuyendo también por este concepto la carrera útil de admisión del pistón, y por lo tanto el volumen realmente admitido en el cilindro.

Los efectos debidos a los retrasos de apertura en las dos válvulas no están influenciados por el valor de la relación de compresión. (Figura 1.32)



= Vació generado por el embolo para vencer la tensión de la válvula de admisión (Pe - ΔPe)

Figura1.32.- Retraso en la apertura de al válvula de escape.

5. *Calentamiento del cilindro.*

El gas admitido en el cilindro en la carrera de admisión, se calienta al ponerse en contacto con las paredes interiores del cilindro, que están a temperatura más elevada, y también por el hecho de que el aire comprimido no es perfecto, rozamiento, disminuyendo su densidad, o lo que es lo mismo, aumentando su volumen específico.

Por esta razón, al final de la carrera de admisión el peso total de aire admitido en el punto muerto inferior será menor, o lo que es lo mismo, el volumen aspirado, medido en las condiciones reinantes en la línea de aspiración, será menor que el barrido por el pistón en su carrera útil de admisión.

El calentamiento del cilindro es función de la relación de compresión y aumenta al elevarse ésta. La pared del cilindro se calienta por doble motivo: por contacto directo con el gas a alta temperatura y por rozamiento mecánico entre pistón y cilindro.

6. *Inestanqueidad de válvulas y segmentos.*

Por este concepto, el volumen que realmente llega a impulsar el compresor es todavía menor; la inestanqueidad aumenta igualmente al elevarse la relación de compresión.

1.8.4 Potencia mecánica y rendimientos.

1. ***Potencia teórica del compresor*** **(N_t)**

En un compresor alternativo ideal, el volumen desplazado V_D, m^3/h, de gas proveniente de la línea de aspiración es succionado hacia el cilindro, comprimido a continuación y expulsado al final, precisa de una potencia teórica:

$$\mathbf{N_t = V_D}\ (m^3/\text{hora}) * \boldsymbol{\rho}\ (kg/m^3) * \boldsymbol{\Delta i}\ (\text{Kcal/kg})$$

Siendo:

- $\mathbf{V_D}$, el desplazamiento del pistón, o volumen barrido por el pistón en su carrera completa por unidad de tiempo.
- $\boldsymbol{\Delta i = i_2 - i_1}$ = valor del trabajo teórico del compresor.
- $\boldsymbol{\rho}$ = densidad del fluido.

2. ***Potencia real del compresor*** **(N_r)**

La potencia real (N_r) del compresor es:

$$\mathbf{N_r = V_a}\ (m^3/\text{hora}) * \boldsymbol{\rho}\ (kg/m^3) * \boldsymbol{\Delta i}\ (\text{Kcal/kg})$$

Siendo, $\mathbf{V_a = V - V'}$, el volumen de gas o vapor realmente succionado (comprimido y expulsado) proveniente de la línea de aspiración, medido en las condiciones reinantes en ella.

La potencia real del compresor es siempre menor que la potencia teórica debido a que:

a. En cada carrera de aspiración del pistón, el valor del volumen de gas succionado proveniente de la línea de aspiración **Va** (medido en las condiciones allí reinantes), es menor que el desplazado $\mathbf{V_D}$ por dicho pistón; la razón principal de este menor volumen aspirado radica en el espacio muerto y en que la densidad ρ del gas (aire) que llena el cilindro al final de la carrera de aspiración, es menor que la del gas situado en la línea de succión.
b. En la carrera de compresión se presentan fugas de gas (a través de válvulas, segmentos), con lo que la cantidad de fluido efectivamente impulsada por el compresor será todavía menor.

3. ***Rendimiento mecánico*** **(η_{mec})**

Se define el rendimiento mecánico del compresor como la relación:

$$\eta_{mec} = \textit{Trabajo absorbido según el ciclo indicado del compresor / Trabajo absorbido en el eje del compresor}$$

Este rendimiento es una medida de los rozamientos mecánicos del compresor, pistón-cilindro, cabeza y pie de biela. Depende de la velocidad de rotación. Para una misma velocidad, será máximo cuando el compresor este muy cargado.

4. ***Rendimiento eléctrico del motor*** **(η_{elec})**

Este rendimiento contabiliza las pérdidas que se producen en el motor eléctrico. Depende de la potencia del motor (a mayores potencias, mayores rendimientos). Se define el rendimiento eléctrico del compresor como la relación:

$$\eta_{elec} = \textit{Potencia mecánica absorbida en el eje del compresor / Potencia eléctrica absorbida por el motor}$$

5. ***Rendimiento global*** **(η_{global})**

Es el cociente entre el trabajo absorbido por el compresor según el ciclo teórico y el trabajo absorbido en el eje del mismo.

$$\eta_{global} = \textit{Trabajo teórico absorbido por el compresor / Trabajo real absorbido por el compresor}$$

También se puede considerar como el producto de los rendimientos, indicado, mecánico y eléctrico, de la forma:

$$\eta = \eta_i \, \eta_{mec} \, \eta_{elec}$$

La eficiencia de la compresión es una medida de las pérdidas que resultan de la divergencia entre el ciclo real o indicado y el ciclo teórico (isentrópico) de compresión. Estas pérdidas son debidas a que tanto el fluido como el compresor, no son ideales sino reales, es decir con imperfecciones y limitaciones tales como:

a. *Rozamiento interno a causa de no ser el fluido un gas perfecto y a causa también de las turbulencias.*
b. *Retraso en la apertura de las válvulas de admisión y escape.*
c. *Efecto pared del cilindro.*
d. *Compresión politrópica.*

Los factores que determinan el valor del rendimiento de la compresión y del rendimiento volumétrico real del compresor, son los mismos.

6. *Rendimiento volumétrico ideal* (η_{Vi})

El rendimiento volumétrico ideal η_{Vi}, aparece como consecuencia de la existencia del espacio muerto, y corresponde:

$$\eta_{Vi} = \text{Volumen realmente admitido (medido a la p y T}^o \text{ reinantes en la línea de aspiración) / Cilindrada) * 100}$$

En la expresión del η_{Vi} se comprueba que el rendimiento volumétrico ideal disminuye al aumentar el espacio muerto $\mathbf{V_0}$ y la relación de compresión $\boldsymbol{\varepsilon_c}$; es corriente que $\mathbf{V_0/V = 0,06}$

7. *Rendimiento volumétrico real* ($\eta_{V\ real}$)

El rendimiento volumétrico real $\eta_{V\ real}$ se define como:

$$\eta_{V\ real} = \text{Peso del gas accionado por el compresor / Peso del gas teóricamente impulsado por el compresor calculado en base a } V_D$$

$$\eta_{V\ real} = (V_a / V_D) * 100$$

A continuación se presenta una tabla con valores aproximados de rendimientos.

Relación de compresión (P_1/P_2)	η_{vol} %	η_{i} %	η_{mec}%	η_{elec} %
2	88	90	85 a 93	85 a 90
4	83	82	86 a 93	86 a 90
6	78	74	87 a 93	87 a 90

Tabla 1.- Valores aproximados de rendimientos

1.8.5 Diagrama indicado ideal y real de un compresor alternativo.

El diagrama del ciclo ideal de compresión se fija teóricamente, en comparación con el diagrama del ciclo real de compresión, el cual se obtiene en bancos de ensayos mediante un sensor introducido en el espacio muerto del compresor, que transmite la presión reinante, que se registra en combinación con el movimiento del pistón, dando lugar al diagrama (p, v) interno de la máquina.

1. *Diagrama indicado del compresor ideal*

El área del diagrama indicado del compresor ideal representa el trabajo teórico del compresor por kg de fluido accionado por el este, es decir, admitido y expulsado de él. Para que este valor del trabajo teórico coincida con el área del diagrama indicado ideal, es necesario que, $V_1 - V_2$, volumen admitido en el cilindro, represente el volumen correspondiente a 1 kg de fluido medido a la presión y temperatura del punto 1, o lo que es lo mismo que, $V_2 - V_3$, volumen expulsado del cilindro, sea el correspondiente al mismo kg medido esta vez en las condiciones del punto 2.

En un diagrama termodinámico, en donde todas las variables vienen referidas a 1 kg de fluido, tanto la compresión (1-2), como la expansión (3-4), están representadas por la misma línea isentrópica ideal (líneas conjugadas), pues la presión y temperatura del gas en la posición 2 del pistón son idénticas a las de la posición 3, y lo mismo para las posiciones 1 y 4.

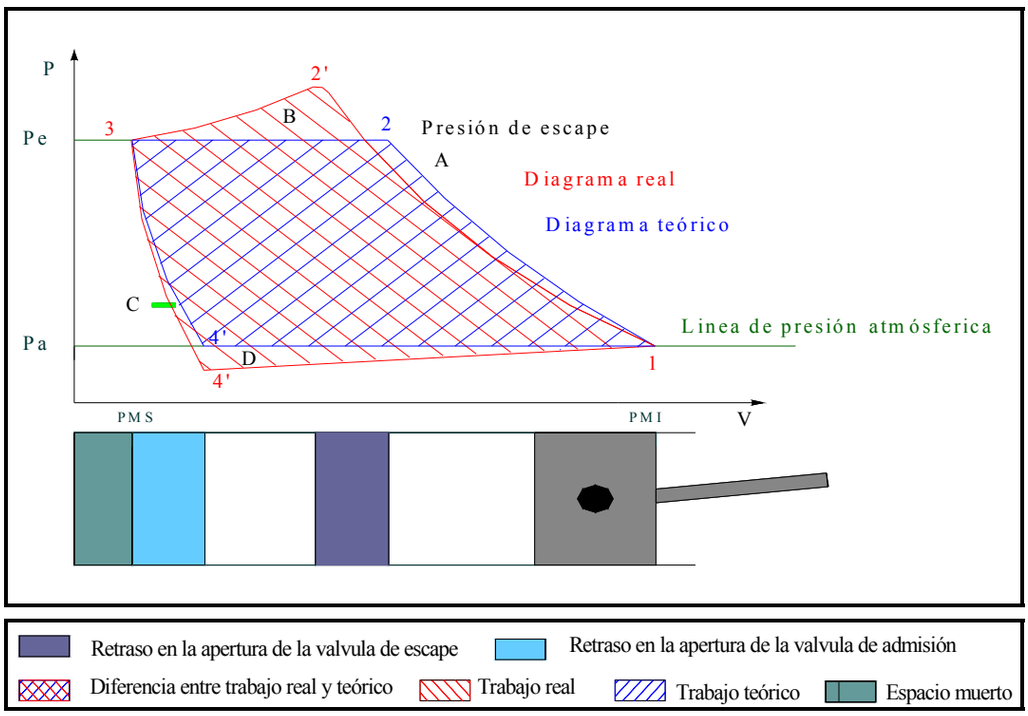


Figura 1.33.- Diagrama teórico y real de trabajo de un compresor de una etapa.

2. *Diagrama indicado del compresor real*

Las áreas A, B, C y D (figura 1.33, pagina 46) que diferencian el ciclo real del ideal vienen motivadas por:

a. La refrigeración, permite una aproximación del ciclo a una transformación isotérmica. Por falta de refrigeración, o por un calentamiento excesivo a causa de rozamientos, dicha área puede desaparecer.
b. El trabajo necesario para efectuar la descarga del cilindro.
c. El trabajo que el volumen perjudicial no devuelve al expansionarse el gas residual, y que es absorbido en la compresión.
d. El trabajo perdido en el ciclo de aspiración.

Las áreas rayadas B, C, D expresan las diferencias de trabajo efectuado en cada etapa del ciclo, entre el diagrama teórico y el diagrama real.

El diagrama estudiado corresponde a un compresor de una sola etapa, cuyo ciclo de compresión se realiza rápidamente, sin dar tiempo a que el calor generado en la compresión del aire pueda disiparse a un refrigerante o intercambiador de calor, pudiéndose decir que el aire durante su compresión sigue una evolución adiabática.

Si el área del diagrama indicado ideal representa el trabajo teórico de compresión, el área comprendida dentro del diagrama indicado real, representará el trabajo real necesario para efectuar la compresión real; para obtener el valor del trabajo absorbido en el eje del compresor, a este trabajo hay que sumarle el perdido en vencer los rozamientos mecánicos del compresor.

- Para que la válvula de admisión abra durante la carrera de retroceso, es necesario que la presión reinante en el interior del cilindro sea inferior a la **pa** (presión de admisión) del aire atmosférico. Como se señala en la figura 1.31 (pagina 41).

  Al final de la carrera de admisión, punto 1 (punto muerto inferior, PMI), la velocidad del pistón disminuye hasta cero, igualándose las presiones del exterior $\mathbf{p_{ext}}$ y del interior del cilindro **pa** (aunque por la velocidad del pistón no exista tiempo material a que éste equilibrio se establezca); la válvula de admisión está cerrada, así como la de descarga.
- En la carrera de compresión, para que la válvula de descarga se abra, es necesario que la presión reinante dentro del cilindro sea superior a la **pe** (presión de descarga) de la línea de descarga; como se señala en la figura 1.32 (pagina 42).

  En el instante de la apertura, ésta se producirá de golpe, volviendo a cerrarse y originando que la presión en el interior del cilindro suba algo más, hasta 2'.
- Durante la carrera de expulsión o descarga se produce una disminución leve de la presión existente en el punto 2', hasta igualarse con la presión de descarga. En esta carrera el aire

a mayor temperatura que la pared, genera que esta absorba el calor del fluido. Al final de la carrera de descarga, punto 3 (punto muerto superior, PMS), la velocidad del pistón disminuye igualmente hasta cero, tendiendo la presión dentro del cilindro a regresar al valor de **pe** (presión de descarga); la válvula de descarga esta cerrada, así como la de admisión.

- La última etapa de expansión (curva 3-4') se produce una vez cerradas las válvulas de admisión y de descarga. El embolo en su carrera de retroceso provoca la expansión del aire existente en el espacio muerto, lo cual genera el vació necesario (pa – Δpa), pera vencer la tensión del resorte de la válvula de admisión y así iniciar nuevamente el ciclo de admisión de aire en el cilindro (punto 4').

En los procesos de compresión y expansión, el sentido de la transmisión del calor entre el aire y las paredes del cilindro se invierte; en todo este razonamiento se ha supuesto que el compresor real carece de camisa refrigerada por agua.

Durante la última parte del proceso de expansión y en la inicial del proceso de compresión, la temperatura de la pared es mayor que la del aire, pasando por lo tanto calor de la pared al aire; en la parte inicial del proceso de expansión y la final del proceso de compresión, la temperatura del aire es superior a la existente en la pared, por lo que el calor pasará del aire a la pared; esto se puede interpretar como si el aire funcionase con un coeficiente politrópico variable.

1.8.6 Refrigeración

Durante la compresión del gas admitido en el cilindro se genera calor, el cual se transmite hacia las paredes del cilindro, aumentando su temperatura y si no se elimina, se eleva la temperatura del aire a medida que se va comprimiendo. En la mayoría de las aplicaciones, la elevación de la temperatura que sufre el fluido al ser comprimido $T_2 > T_1$, es perjudicial para su utilización, debido a que:

- Al aumentar la temperatura del aire el peso total del aire admitido hasta el punto muerto inferior (PMI) será menor, o lo que es lo mismo, el volumen aspirado, medido en las condiciones reinantes en la línea de aspiración, será menor que el barrido por el pistón en su carrera útil de admisión.
- Al aumentar el número de etapas de un compresor aumenta también su relación de compresión, lo que provoca un aumento de temperatura y volumen especifico del aire, generando que la cantidad de aire admitido en la etapa siguiente no sea la adecuada.
- Evitar posibles daños en las válvulas (admisión y descarga), cilindros, cubierta de los cilindros, producto del exceso de temperatura.

- Además es poco práctico que el aire retenga todo su calor, por lo tanto, se recurre a eliminarlo a medida que se comprime mediante procedimientos apropiados como es la refrigeración intermedia (refrigeración entre etapas).

Los fabricantes de compresores insisten en que para conseguir un rendimiento óptimo, el aire aspirado por el compresor debe ser tan frío como sea posible, ya que la temperatura final será tanto más baja cuanto más lo sea la inicial.

Sabemos que para grandes relaciones de compresión hay que acudir a la compresión por etapas. La principal ventaja de este tipo de compresión es que permite una refrigeración del fluido (vapor o gas) entre etapa y etapa, enfriando el aire calentado y reduciendo su volumen para economizar potencia, evitar calentamiento excesivo del aceite de lubricación, disminuir las expansiones termales y aumentar la succión, lo cual se traduce en un ahorro de la energía a aportar para mover el compresor, tomando la precaución de no refrigerar en exceso, ya que pudiera ser que el ahorro de energía de compresión fuese inferior al de los gastos de refrigeración.

Como el paso del gas por el sistema de refrigeración supone una pérdida de carga, la presión del gas que llega a la admisión de la siguiente etapa será inferior a la de salida de la etapa anterior, lo cual supone una pérdida de energía extra que habrá que añadir.

Un dato importante a tener en cuenta es que el by-pass, entre succión y descarga, tiene que estar refrigerado, ya que de no ser así entraría gas caliente en la etapa de admisión el cual al ser comprimido se recalentaría y se podría llegar a la rotura del compresor por un calentamiento excesivo.

El agua que refrigera el ciclo de compresión extrae, aproximadamente entre un 15%÷20% del calor total de compresión, y la refrigeración intermedia en los compresores de dos etapas elimina alrededor de un 30%÷40% del calor por lo que se recomienda una temperatura de entrada para el agua de refrigeración entre los 5ºC ÷10º C superior a la entrada de aire, saliendo del compresor entre 40ºC ÷ 50ºC.

Para obtener el aire a presiones elevadas, es necesario disponer varias etapas compresoras. El aire aspirado se somete a una compresión previa por el primer émbolo, seguidamente se refrigera, para luego ser comprimido por el siguiente émbolo. El volumen de la segunda cámara de compresión es, en conformidad con la relación, más pequeño. Durante el trabajo de compresión se forma una cantidad de calor, que tiene que ser evacuada por el sistema refrigeración.

Los compresores alternativos pueden refrigerarse por aire o por agua, y según las prescripciones de trabajo las etapas que se precisan son:

	Presión (bar)	*Etapas*
Hasta	**4**	**1**
Hasta	**15**	**2**
Mas de	**15**	**3**

No resulta siempre económico, pero también pueden utilizarse compresores:

	Presión (bar)	*Etapas*
Hasta	**12**	**1**
Hasta	**30**	**2**
Mas de	**220**	**3**

A continuación se exponen someramente algunos modelos, resaltando las prestaciones más interesantes.

Compresor	**Tipo de refrigeración**	**Capacidad (m3/min)**	**Rendimiento (CV/m3/min)**
Simple efecto y una etapa de compresión	Aire	1	10
Simple efecto y dos etapas de compresión	aire	2 hasta 10	7,6 ÷ 8,5
Doble efecto y dos etapas de compresión	agua	10 hasta 100	6,6 ÷ 7
Simple efecto y dos etapas de compresión *(sin engrase de cilindros)*	Aire	2 hasta 10	8,2 ÷ 9
Doble efecto y dos etapas de compresión *(sin engrase de cilindros)*	agua	10 hasta 100	7,1 ÷ 7,5

En la figura 1.34; pagina 51, se muestra el sistema de refrigeración por agua típico de un compresor de aire de alta presión de etapas múltiples.

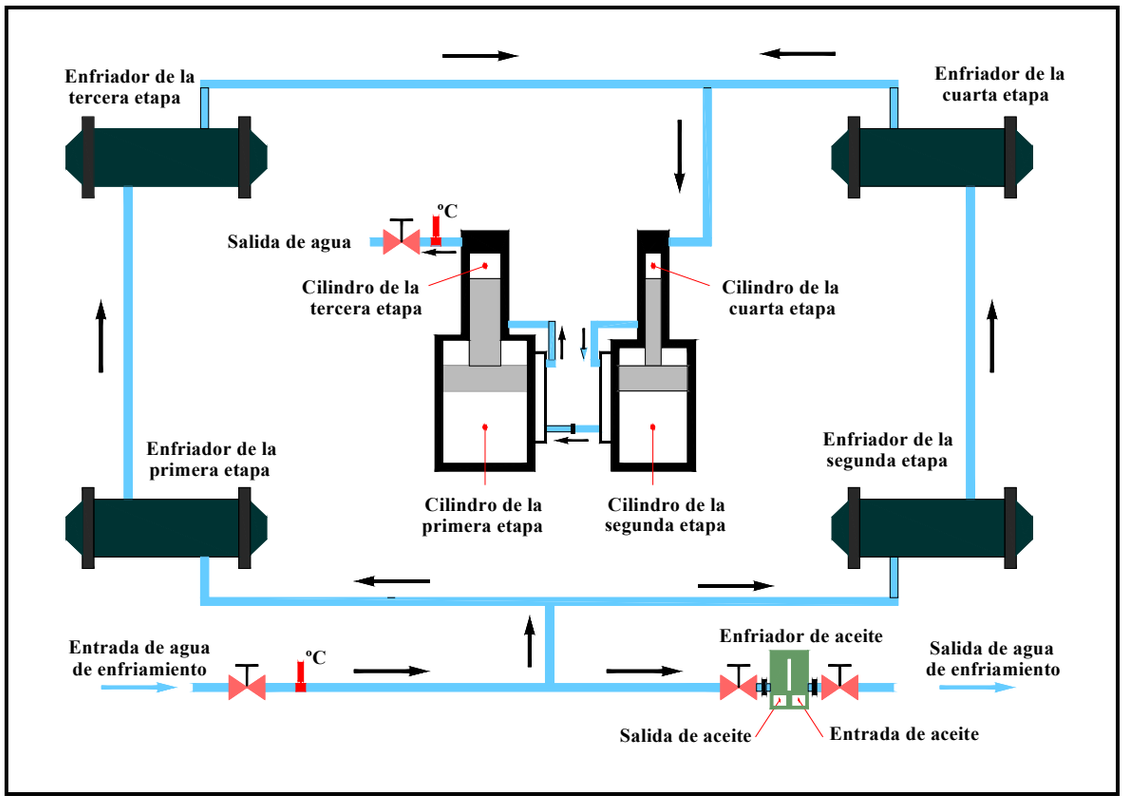


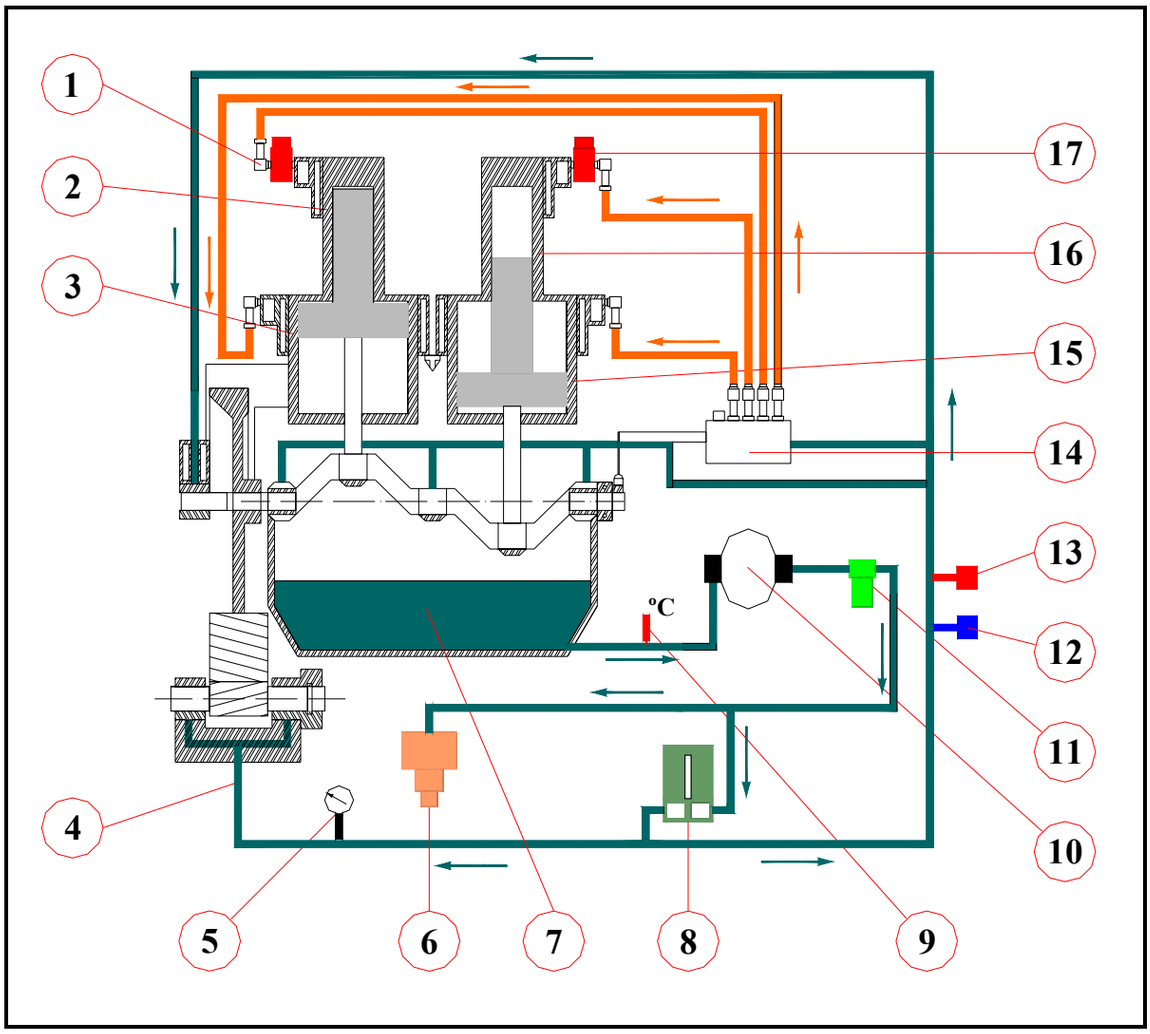
Figura 1.34.- Sistema típico de refrigeración por agua de un compresor de aire multi-etapas típico.
(Refrigera el aire comprimido-chaquetas de cilindro y culatas de cilindro)

1.8.7 Lubricación.

a) Lubricación principal

La lubricación de las piezas móviles de los compresores se hace por medio de una bomba de aceite accionada por el eje del compresor o bien por un motor eléctrico. Esta bomba que es por lo general de engranajes, saca el aceite del depósito de la base del compresor (cárter), suministrando aceite de lubricación a través de un filtro y un enfriador a cada cojinete principal del cigüeñal del compresor, cojinetes de descanso de biela y a la tobera de atomización para lubricar los dientes de los engranajes de reducción y a los cojinetes de estos engranajes. El cigüeñal esta taladrado de manera que el aceite suministrado a los cojinetes principales también lubrica a los descansos o cojinetes de biela y desde allí a través de un conducto interno de la biela se lubrica el buje del pie de biela (buje del pasador del pistón).

El aceite una vez que a cumplido su objetivo retorna al cárter, ya sea por goteo en el caso de los cojinetes o bien por líneas de drenaje en el caso de los engranajes. La presión de trabajo de las bombas de aceite lubricante varia entre 1 a 3 kg/cm^2 en los diferentes diseños. Cada equipo de bomba tiene una válvula de seguridad fijada a una presión de trabajo ligeramente mayor. Esta válvula de seguridad deriva el exceso de presión al cárter.



1	Lubricador de cilindro
2	Cilindro de la tercera etapa
3	Cilindro de la primera etapa
4	Aceite para el cojinete del pistón del motor eléctrico de accionamiento
5	Nivel de aceite
6	Válvula de seguridad
7	Aceite para lubricación de alimentación forzada
8	Enfriador de aceite
9	Termómetro
10	Bomba de aceite (de engranajes)
11	Filtro de aceite
12	Parada automática del compresor por baja presión de aceite
13	Presóstato
14	Bomba de lubricación de cilindros (de pistón)
15	Cilindro de la segunda etapa
16	cilindro de la cuarta etapa
17	Filtro de aceite
	Lubricación de alimentación forzada
	Lubricación de cilindros

Figura 1.35.- Muestra el sistema de lubricación de un compresor de aire de alta presión.

b) Lubricación de cilindros

La lubricación de los cilindros de los compresores de aire se lleva a cabo generalmente usando una bomba lubricadora del tipo forzada accionada por alguna pieza giratoria o alternativa acoplada al compresor. El aceite lo suministra la bomba por medio de líneas de alimentación separadas para cada cilindro. En el extremo de cada línea de alimentación hay una válvula anti–retorno para evitar que el aire comprimido retorne hacia la bomba de lubricación. La bomba se encuentra equipada con indicadores visuales de flujo de aceite para cada línea de alimentación. La bomba comenzara la lubricación automáticamente tan pronto como arranque el compresor.

c) Aceites empleados en los compresores

Las características de cualquier aceite lubricante vienen determinadas por los aditivos que se le añaden, el método de refinación y el crudo del cual proceden. Muchas de las características se obtienen fácilmente mediante ensayos de laboratorio.

La viscosidad es una medida del espesor del aceite o, específicamente una medida de su resistencia interna a fluir. La viscosidad viene a ser considerada generalmente como la propiedad física mas importante de un aceite lubricante, ya que la fricción, el desgaste, el enfriamiento, la habilidad para obturar y el consumo de aceite son propiedades que dependen mas o menos de estas características. Las siguientes recomendaciones de lubricación representan un resumen combinado de las condiciones que debe reunir un aceite para compresor.

Cuando se trata de compresores que han de trabajar con aire seco, el aceite del cilindro deberá ser un aceite nafténico puro bien refinado con poca tendencia a la formación de carbón y con aditivos inhibidores de la corrosión y la oxidación, así como contener una viscosidad comprendida en un nivel de 20 a 40 SAE.

En el caso de existir aire húmedo, condiciones de humedad relativa, la temperatura y las presiones son tales, que puede presentarse alguna condensación; en estas condiciones se prefiere un aceite nafténico compuesto con un 5% de materia grasa. Los requisitos de viscosidad se relacionan generalmente con la presión de funcionamiento, ya que el problema de obturación se vuelve mas pronunciado a presiones elevadas.

Los inconvenientes de depósitos en las válvulas se presentan con bastante frecuencia, y no es de extrañar que debido a los serios efectos que incluso las partículas mas diminutas de suciedad o de carbón producen sobre las válvulas y las temperaturas de compresión, se presenten dificultades de funcionamiento. Si se supone que se uso el aceite adecuado, estos problemas relacionados con los depósitos de carbón en las válvulas de descarga y el atascamiento de los anillos o los depósitos en los mismos están relacionados frecuentemente

con el uso excesivo de aceite o con un mantenimiento inadecuado. Incluso el mejor aceite formara algún depósito de carbón como resultado de estar expuesto a elevadas temperaturas.

La mayor parte de los fabricantes de compresores, seleccionan el tipo de lubricante mas adecuado sobre la base de extensos ensayos llevados a cabo en condiciones de trabajo real o simulado y teniendo en cuenta la experiencia de largos años.

Los principales tipos de lubricantes que se recomiendan para los compresores aparecen descritos brevemente a continuación:

- **Aceites nafténicos:** Estos aceites son recomendados para la lubricación del cilindro del compresor y a veces el carter de los mismos.
- **Aceites compuestos:** Contienen aceites grasos u otros materiales polares para proteger a los cilindros de los compresores alternativos cuando la condensación del agua presenta problemas o en los casos en los cuales se manipulan gas natural húmedo.
- **Aceites de motor:** Estos aceites cubren una amplia gama de lubricantes, desde los aceites minerales puros hasta los aceites de nivel más alto de detergencia. Estos aceites son recomendados para la mayor parte de los compresores de paletas giratorias lubricados por inundación.
- **Grasas:** Estas son recomendadas para la lubricación de los cojinetes de bolas y rodillos utilizados en ciertos compresores en los cuales los cojinetes sean externos en relación con la cámara de aire. Por lo general se recomienda una grasa inhibida contra la formación de herrumbre, de calidad Premium para cojinetes de bola y rodillo.

1.8.8 Sistemas de control de los compresores de aire

Los sistemas de control o regulación de los compresores navales son principalmente del tipo de **"arranque y parada"** en forma automática cuando la presión alcanza límites predeterminados. En los compresores accionados por motor eléctrico el sistema es muy simple, la presión recibida trabaja contra un interruptor eléctrico (Presóstato) que abre sus contactos cuando la presión que tiene alcanza un límite superior deteniendo el motor eléctrico y se cierran cuando la presión cae al punto determinado energizando el motor eléctrico.

La mayoría de los compresores se diseñan para trabajar en condiciones operativas fijas y determinadas, de acuerdo con el proceso al que van destinados. No obstante, siempre se pueden presentar emergencias que obliguen a variaciones en las condiciones de operación.

1.8.9 Compresor de membrana

Este tipo forma parte del grupo de compresores alternativos. Una membrana separa el émbolo de la cámara de trabajo; el aire no entra en contacto con las piezas móviles. Por tanto, en todo caso, el aire comprimido estará exento de aceite. Estos compresores se emplean con preferencia en las industrias alimenticias, farmacéuticas y químicas, donde el tratamiento del aire es en extremo riguroso. Todos lo anteriormente señalado para los compresores alternativos de pistón, es aplicable en este tipo de compresor alternativo.

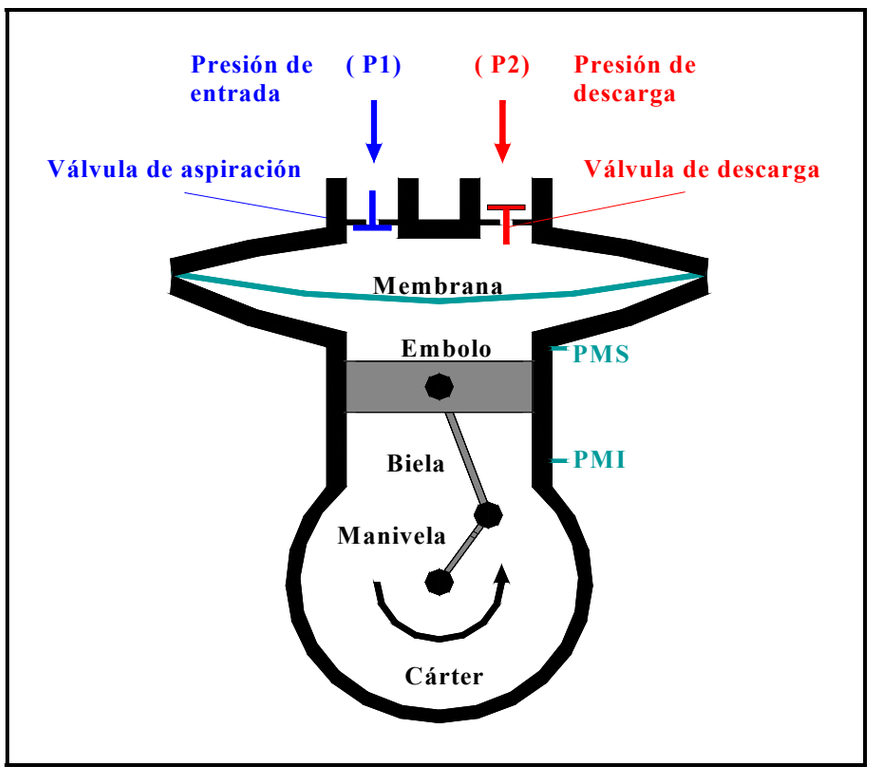


Figura 1.36.- Compresor alternativo de membrana.

Capitulo II

El Equipo de Aire Comprimido a bordo

2.1 Generalidades

En la producción del aire comprimido los compresores son parte esencial para la obtención de este fluido de trabajo, pero además de los compresores, en el interior de una planta de aire comprimido es necesario contar con una serie de equipamiento de apoyo para el almacenamiento, distribución, limpieza y regulación de este fluido.

En el siguiente capítulo se dan a conocer los diversos equipos que forman parte de la planta de aire comprimido de un buque, desde las unidades compresoras utilizadas en la planta de aire comprimido, como equipo generador de aire a presión - depósitos o receptores de aire comprimido - secadores de aire (analizando los diferentes tipos de secado que se pueden emplear) - unidades de tratamiento del aire comprimido, etc. En síntesis, se pretende dar a conocer los principales equipos presentes en la planta de aire comprimido, los cuales son primordiales para la obtención de un fluido de trabajo de calidad que permita una vida útil extensa de la planta.

En general una red de aire comprimido cuenta con los siguientes dispositivos, los cuales se dan a conocer en la figura 2.1 (pagina 57). A continuación se realiza una breve descripción de éstos.

1. **Compresor de aire:** Es el encargado de convertir la energía mecánica, en energía neumática comprimiendo el aire.
2. **Depósito de aire:** Almacena energía neumática y permite el asentamiento de partículas y humedad.
3. **Unidades de tratamiento del aire comprimido**: Se encargan de intervenir el aire comprimido, purificándolo de tal modo de eliminar gran parte de las impurezas, agua, sales minerales, vahos de aceite, etc. que se encuentra presente de forma natural en el interior del aire de la sala de maquinas, hasta alcanzar una calidad adecuada para el promedio de aplicaciones conectadas a la red. Las unidades de tratamiento del aire comprimido que se señalan en este capitulo son: *filtros de aire, secadores de aire, regulador de presión, lubricador de aire comprimido y unidades de mantenimiento.*
4. **Red de distribución del aire comprimido:** es la encargada de entregar el aire comprimido a todos los elementos de trabajo.

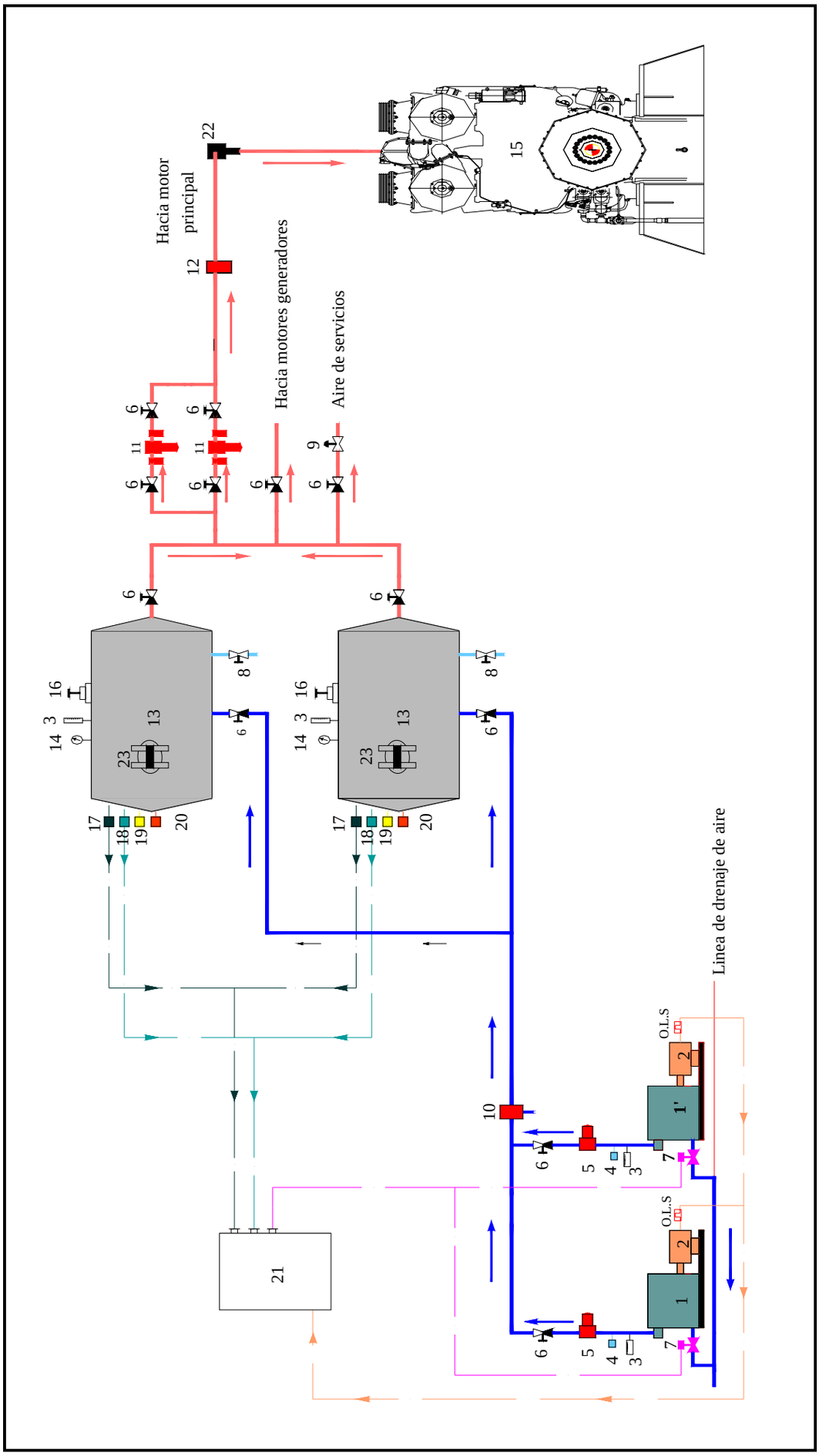


Figura 2.1.- Elementos que conforman el equipamiento para la obtención del aire comprimido a bordo.

	Denominaciones
1	Compresor de aire Nº1 (Babor)
1'	Compresor de aire Nº2 (Estribor)
2	Motor eléctrico
3	Termómetro
4	Alarma por alta temperatura (H.T.A)
5	Filtro de aire comprimido
6	Válvula anti - retorno
7	Válvula solenoide
8	Purga deposito de aire comprimido
9	Válvulas de reducción
10	Purga de condensados
11	Unidad de mantenimiento
12	Secador de aire comprimido
13	Deposito de aire comprimido
14	Manómetro
15	Motor propulsor
16	Válvula de seguridad
17	Switch de presión (Stop)
18	Switch de presión (Start)
19	Alarma por baja presión de aire
20	Alarma por alta presión de aire
21	Tablero de control (Switch board control)
22	Válvula de aire de partida motor propulsor
23	Tapa de registro
	Tubería de descarga del compresor
	Tubería principal de aire
	Parada por sobrecarga del motor eléctrico (Over Load Stop)
	Señales eléctricas

2.2 Unidades compresoras de aire

En las instalaciones diesel los compresores constituyen los aparatos utilizados para comprimir el aire atmosférico, además de servir para el llenado de las botellas de almacenamiento de aire para el arranque del motor principal y motores auxiliares.

Los compresores alternativos de varias fases son los utilizados en el sistema de arranque del motor principal y motores auxiliares. Los compresores mas generalizados son los de dos o tres fases de presión, constituidos por dos o tres cilindros superpuestos de diámetros diferentes, en los cuales el aire comprimido alcanza sucesivamente las presiones calculadas, pasando de un cilindro a otro a través del enfriador (denominado también refrigeración entre etapas o refrigeración intermedia) que los separa.

En la figura 2.2, se muestra un compresor alternativo de tres fases utilizado en una embarcación cuyo motor propulsor es un motor diesel “Burmeister & Wain”, como se aprecia en la misma fase de baja presión (B.P) comprende la zona de mayor volumen de compresión situada en la parte central, entre las fases de alta presión (A.P) y media presión (M.P). Con tal disposición se evita el peligro de que los gases de aceite del carter puedan pasar al cilindro, como ocurriría en el periodo de aspiración de disponerse la fase de baja presión en la parte inferior.

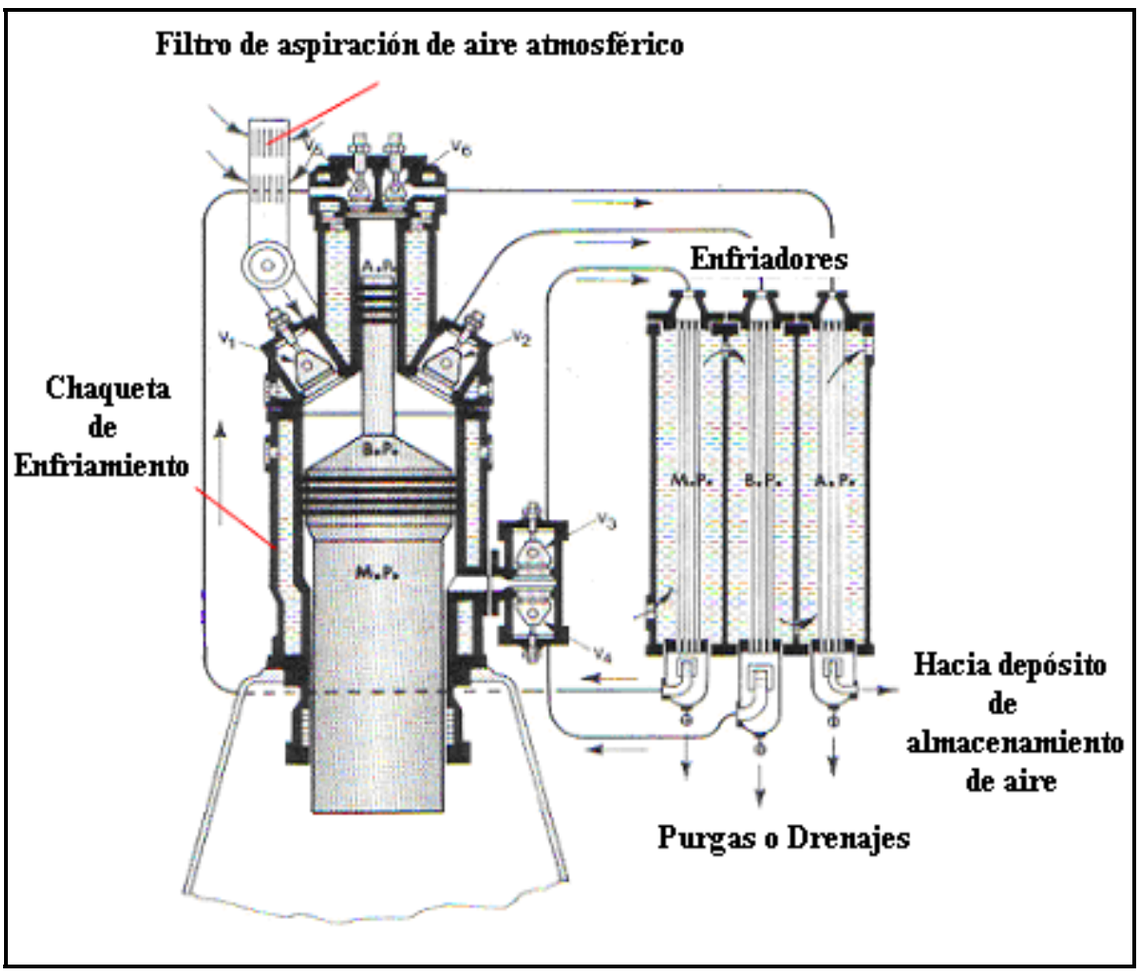


Figura 2.2.- Vista esquemática del compresor alternativo de tres fases.

El aire aspirado de la atmósfera pasa a través de la válvula de admisión $\mathbf{v_1}$ a la zona de baja presión por efecto del vacío producido por el émbolo en su movimiento descendente. En su descenso el embolo comprime el aire situado en la zona de media presión, pasando dicho aire comprimido a través de la válvula de descarga $\mathbf{v_3}$ al enfriador de media presión (MP), y de este a la zona de alta presión a través de la válvula de aspiración $\mathbf{v_5}$.

En el movimiento ascendente del émbolo es comprimido el aire inicialmente aspirado de la atmósfera y situado en la zona de baja presión, este pasa por la válvula de descarga $\mathbf{v_2}$ a su enfriador correspondiente y de este a la zona de media presión a través de la válvula de admisión $\mathbf{v_4}$.

El aire situado en la zona de alta presión es comprimido en el movimiento ascendente del émbolo, pasando al enfriador de alta presión a través de la válvula de descarga $\mathbf{v_6}$ y a continuación a las botellas de almacenamiento.

2.2.1 Sistemas de protección de funcionamiento de los compresores

a) Sistema de descompresión

Todos los compresores de aire están equipados con un sistema de descompresión automático, tanto para la admisión como para la descarga con el objetivo de expulsar a la atmósfera el aire comprimido (descompresión del lado de alta presión y del lado de baja presión). Este sistema debe actuar tanto en la partida como en la parada del compresor, de otra forma el motor eléctrico que generalmente lo acciona debe vencer un torque grande en la partida.

Este sistema usa para la purga válvulas solenoides accionadas desde el tablero de control eléctrico o bien otro accionado por la misma presión de aire.

b) Válvula de seguridad

Cada compresor irá provisto de una válvula de seguridad dimensionada y tarada de modo que con la válvula de descarga cerrada la presión acumulada no exceda del 10% de la presión máxima de trabajo. Las chaquetas de los espacios del agua de refrigeración están provistas de una válvula de seguridad o del tipo de membrana de rotura, de modo que funcione con amplia seguridad en la eventualidad de un reventón de un tubo de aire del enfriador (es recomendable que los compresores sean refrigerados con agua dulce).

c) Parada del compresor por baja presión de aceite

Todos los compresores de aire están equipados con un sistema automático de parada del compresor por baja presión de aceite en el sistema de lubricación. Este sistema consta de un Presóstato cuya función es medir que la presión de lubricación sea la adecuada.

Una presión insuficiente en el sistema se puede originar por los siguientes factores:

- Fallas en bomba de lubricación.
- Fugas de aceite.
- Filtros obstruidos.
- Enfriador de aceite tapado.
- Alta temperatura.
- Líneas de aceite obstruidos.

d) Parada por sobrecarga del motor eléctrico (O.L.S = Over Load Stop)

Este representa un dispositivo de protección, el cual actúa ante una sobrecarga en el motor eléctrico. Dicha sobrecarga se puede ocasionar debido a un mal funcionamiento de algún dispositivo de seguridad o alarma de protección, ya sea del compresor de aire o del deposito de aire, lo que puede ocasionar un incremento en la presión del sistema, desencadenando un aumento en la carga de trabajo del compresor de aire y con esto la sobrecarga del motor eléctrico.

2.3 Depósito de aire

Una planta de aire comprimido incorpora normalmente uno o más depósitos de aire. Sus dimensiones han de adaptarse a la capacidad del compresor, sistema de regulación, presión de trabajo y variaciones del consumo de aire.

El propósito del tanque o depósito de aire es:

- Almacenar aire comprimido para cuando la demanda momentánea exceda la capacidad del compresor.
- Incrementar la refrigeración y captar posibles condensados residuales y pequeñas gotas de aceite.
- Ayudar a eliminar las pulsaciones en las tuberías de descarga de los compresores.
- Evitar ciclos carga – descarga del compresor demasiado frecuente.

El tamaño de los depósitos de aire utilizado como aire de partida es bien definido, y varían según el tipo de motor principal utilizado, los cuales pueden ser motores reversibles y no reversibles. En síntesis, el tamaño de los depósitos debe ser el suficiente para permitir el número de arrancadas mínimas necesarias solicitadas por la casa clasificadora, bajo la cual se diseña la planta de aire comprimido.

La cantidad de depósitos utilizados en las plantas de aire comprimido de los buques son generalmente tres, utilizándose dos depósitos de aire como principales y un tercer depósito utilizado para emergencias (cabe señalar que este tercer depósito de emergencia consta de su propio compresor de alimentación, el cuál es de menor tamaño y caudal que los compresores principales, debido a que como su nombre señala, es utilizado en casos excepcionales).

El tamaño de un depósito de aire comprimido depende de los siguientes factores:

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

A continuación se expone la siguiente fórmula obtenida del texto *Marine Engineering Practice (volumen 1)*, la cual es lo suficientemente exacta para establecer el tamaño adecuado del depósito:

$$\textbf{Capacidad del deposito} = \frac{\textbf{0.3 * (descarga del compresor (m}^3\textbf{/h))}}{\textbf{P}_{\textbf{máxima de trabajo}}\textbf{ (bar) – P}_{\textbf{mínima de trabajo}}\textbf{ (bar)}}$$

Los depósitos de aire pueden ser horizontales o verticales, dependiendo su situación y posición del espacio disponible para su instalación. Los depósitos de aire montados verticalmente deben tener fondos de figura convexa para permitir el drenaje adecuado de las acumulaciones de aceite, humedad y otras materias extrañas. Cada depósito debe ser suplido con los siguientes accesorios y conexiones:

a) Conexión de entrada.
b) Válvula y conexiones de drenaje (purga).
c) Presóstato de parada y puesta en servicio del compresor.
d) Manómetro de presión.
e) Válvula de seguridad.
f) Tapas de registro para inspección.
g) Termómetro.
h) Válvula de cierre o de incomunicación.
i) Línea de salida.

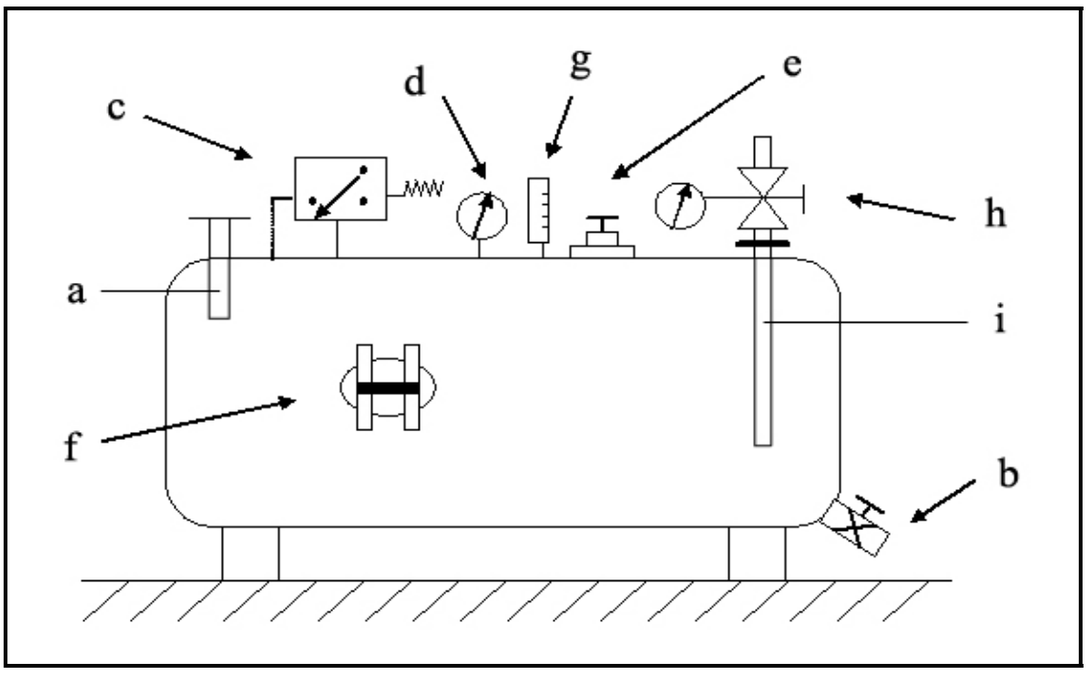


Figura 2.5.- Deposito de aire

- ***Purga de condensado***

Su función es eliminar la humedad del aire dentro del depósito de almacenamiento.

- ***Válvula de seguridad.***

La válvula de seguridad, regula la presión del sistema, cuando se sobrepasa un 10% la presión máxima de trabajo, esta válvula cambia de la posición normalmente cerrada a normalmente abierta, hasta disminuir toda la presión que esta de exceso en nuestro sistema, cuando llega a la presión normal esta regresa a su posición original.

- ***Manómetro***

Instrumento para medir la presión de llenado del deposito, su lectura viene dada en dos escalas en PSI y Kg / cm^2.

- ***Presóstato de parada y puesta en servicio del compresor***

Dispositivo que mantiene constante la presión del fluido en el depósito de aire comprimido. Este dispositivo se puede regular mediante un tornillo de ajuste que nos presenta una tensión diferencial entre la presión del depósito de aire con un accionamiento mecánico accionado por un resorte.

- ***Termómetro***

Instrumento que nos permite regular o monitorear la temperatura del aire.

- ***Válvula de cierre o de incomunicación***

Incomunica el depósito de almacenamiento de aire comprimido. Existe una válvula de cierre ubicada en la línea de entrada de aire al depósito o botella y otra en la línea de descarga hacia los consumidores.

- ***Tapa de registro***

Permite el acceso al interior del depósito de aire con el fin de realizar inspecciones, reparaciones y limpiezas.

La tubería de conexión desde un compresor al depósito debe ser tan corta y recta como sea posible para eliminar la excesiva vibración, debida a pulsaciones de aire y para reducir la pérdida en presión debido a fricción. La conexión de entrada debe estar situada cerca de la parte superior del depósito con la salida del sistema principal tomada a un punto sobre el fondo del depósito a modo de impedir que las acumulaciones de humedad, las cuales se depositan en el fondo del depósito de aire comprimido, sean arrastradas hacia la red de tubería y por consiguiente a los elementos de trabajo. La válvula de escape en el depósito de aire debe estar situada a 10% sobre la presión normal de trabajo del depósito. El propósito de la válvula de escape es evitar cualquier elevación de presión excesiva dentro del depósito de aire en caso de que los dispositivos de control de presión del compresor y de él o los depósitos de aire fallen en su funcionamiento.

Gracias a la gran superficie del depósito, el aire se refrigera adicionalmente. Por este motivo, en el depósito se desprende directamente una parte de la humedad del aire en forma de agua.

2.4 Unidades de tratamiento de aire comprimido

Las unidades de tratamiento del aire comprimido se encargan de intervenir el aire purificándolo de tal modo de eliminar gran parte de las impurezas, agua, sales minerales, vahos de aceite, etc. que se encuentra presente de forma natural en el interior del aire de la sala de máquinas, hasta alcanzar una calidad adecuada para el promedio de aplicaciones conectadas a la red. Las unidades de tratamiento del aire comprimido que se señalan a continuación son: *secadores de aire, filtros de aire, regulador de presión, lubricador de aire comprimido y unidades de mantenimiento*.

2.4.1 Secadores de Aire

Existen varios procedimientos de secado para el aire comprimido. A continuación se mencionan dos procedimientos, lo cuales son los utilizados en el área naval.

- ***Secado por absorción.***
- ***Secado por adsorción.***

2.4.1.1 Secado por absorción

El secado por absorción es un procedimiento puramente químico. El aire comprimido pasa a través de un lecho de sustancias secantes compuestas de ácidos naturales. En cuanto el agua o vapor de agua entra en contacto con dicha sustancia, se combina químicamente con ésta y se desprende como mezcla de agua y sustancia secante.

Esta mezcla tiene que ser eliminada regularmente del absorbedor. Ello se puede realizar manual o automáticamente.

Con el tiempo se consume la sustancia secante, y debe suplirse en intervalos regulares (2 a 4 veces al año).

Al mismo tiempo, en el secador por absorción se separan vapores y partículas de aceite. No obstante, las cantidades de aceite, si son grandes, influyen en el funcionamiento del secador. Por esto conviene montar un filtro fino delante de éste.

En el procedimiento de absorción se distingue:

- Instalación simple.
- Reducido desgaste mecánico, porque el secador no tiene piezas móviles.
- No necesita aportación de energía exterior.

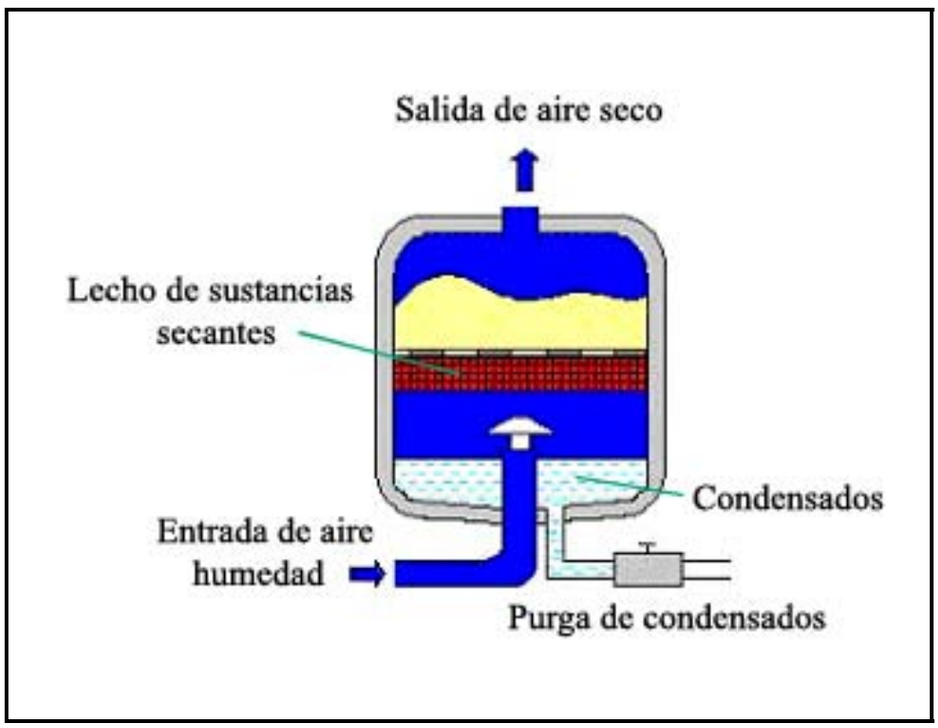


Figura 2.6.- Secado por absorción.

2.4.1.2 Secado por adsorción

Frecuentemente este tipo de secado de aire se confunde con la absorción, la cual, hace referencia a la adhesión de moléculas de gases o líquidos a la superficie de sólidos porosos. La adsorción es un fenómeno de superficie; la absorción es una mezcla o interpenetración de dos sustancias

Este principio se basa en un proceso físico. (Adsorber: Depósito de sustancias sobre la superficie de cuerpos sólidos.)

El material de secado es granuloso con cantos vivos o en forma de perlas. Se compone de casi un 100% de dióxido de silicio. En general se le da el nombre de Sílica Gel.

La misión del gel consiste en adsorber el agua y el vapor de agua. El aire comprimido húmedo se hace pasar a través del lecho de gel, que fija la humedad (secador nº1 en servicio).

La capacidad adsorbente de un lecho de gel es naturalmente limitada. Si está saturado, se regenera de forma simple. El calor necesario para la regeneración puede aplicarse por medio de corriente eléctrica a través de resistencias eléctricas o también con aire comprimido caliente. Disponiendo en paralelo dos secadores como se muestra en la figura 2.7. Se puede emplear uno para el secado del aire que proviene desde el deposito de aire (secador nº1 en servicio), mientras que en el otro secador fuera de servicio (stand-by) se esta regenerando la Sílica Gel con aire caliente o con resistencias eléctricas, es decir, mientras un secador de aire está operando el otro se encuentra en la modalidad stand-by regenerando o secando la Sílica.

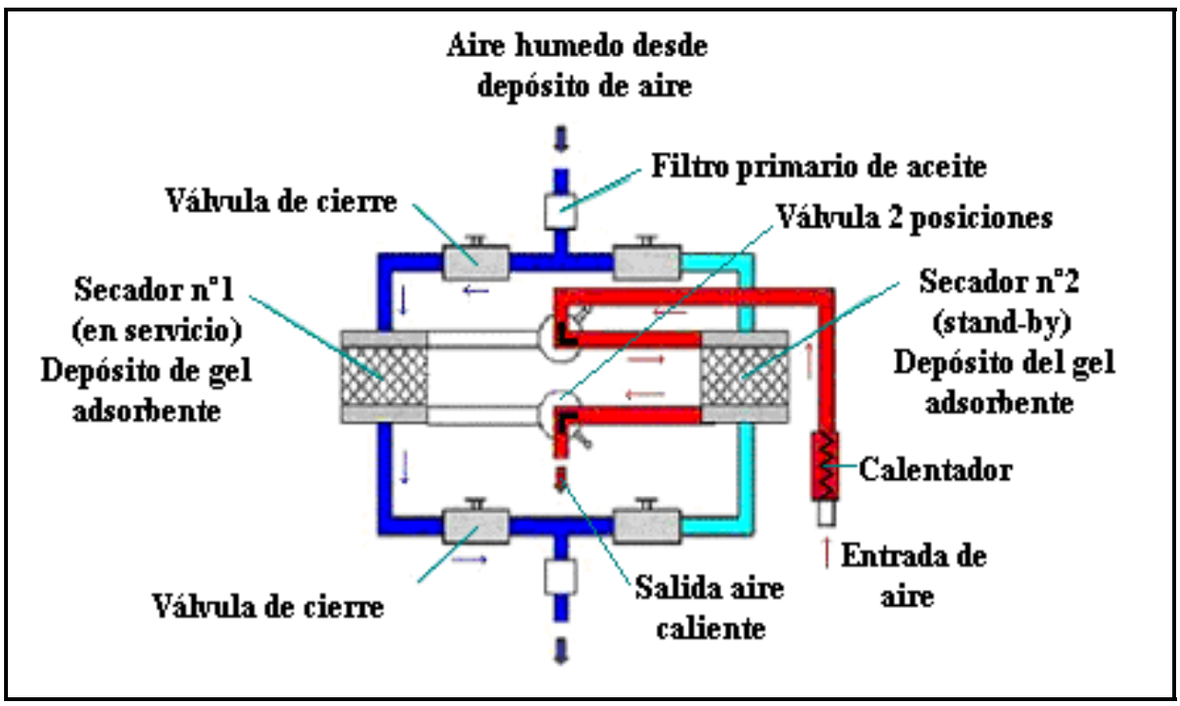


Figura 2.7.-Secado por adsorción

2.4.2 Filtros de aire comprimido

El aire comprimido transporta frecuentemente una cierta cantidad de agua libre, agua que se precipita en el sistema de tuberías en forma de condensado, lo que puede producir corrosión de los equipos conectados a dicho sistema.

Esta humedad puede existir aun cuando se utilicen sistemas de secadores de aire, claro está que en una cantidad mucho menor. Así mismo, el aire comprimido transporta partículas desprendidas de las paredes de las tuberías, y partículas de desgaste del compresor; que en consecuencia originan atascamientos, desgastes y averías en los equipos de trabajo.

La eliminación de las partículas contenidas en el aire comprimido se puede hacer por medio de filtros. Los filtros pretenden obstaculizar el paso de estas impurezas, reteniéndolas en su cuerpo.

Una vez que el cuerpo filtrante se ha saturado con las partículas contaminantes deberá ser reemplazado o limpiado según sea el método de filtración que se halla elegido.

Los filtros presentes en las plantas de producción de aire comprimido de los buques, emplean el método de filtración por superficie, la cual funciona por el principio de estrangulación en el que todas las partículas mayores al tamaño de los poros son retenidas.

La ventaja principal es que es una solución simple y económica.

La desventaja es que filtra únicamente partículas sólidas y no fluidos (sin embargo, algunos fluidos se filtran con un estrangulador ciclónico).

En la figura 2.8 (pagina 69), se muestra un filtro estándar de aire comprimido de la marca *Wilkerson*, los cuales están equipados con un elemento filtrante de plástico sinterizado de 5 micras de porosidad. Gracias a su elevada relación paso de aire / medio filtrante, superior a otros tipos comúnmente empleados, pueden retener una cantidad sorprendente de contaminantes en su superficie, sin experimentar una caída de presión significante. No obstante, el sistema deflector centrífugo “Whirl-FloTM” empleado, separa mecánicamente la mayor parte de los contaminantes, acumulándose en la zona de calma inferior al pasar a través de las aberturas existentes en el deflector-separador inferior.

En el elemento filtrante, la mayoría de las impurezas no pueden penetrar al interior del cartucho y quedan retenidas en la superficie exterior, siendo así muy fácil su limpieza. Al no ser metálico no existe peligro de migración de partículas perjudiciales.

Para facilitar al máximo la limpieza y mantenimiento, el vaso va fijado generalmente, mediante un cierre de sistema bayoneta, permitiendo el desmontaje y montaje con tan solo una mano y sin necesidad de herramientas.

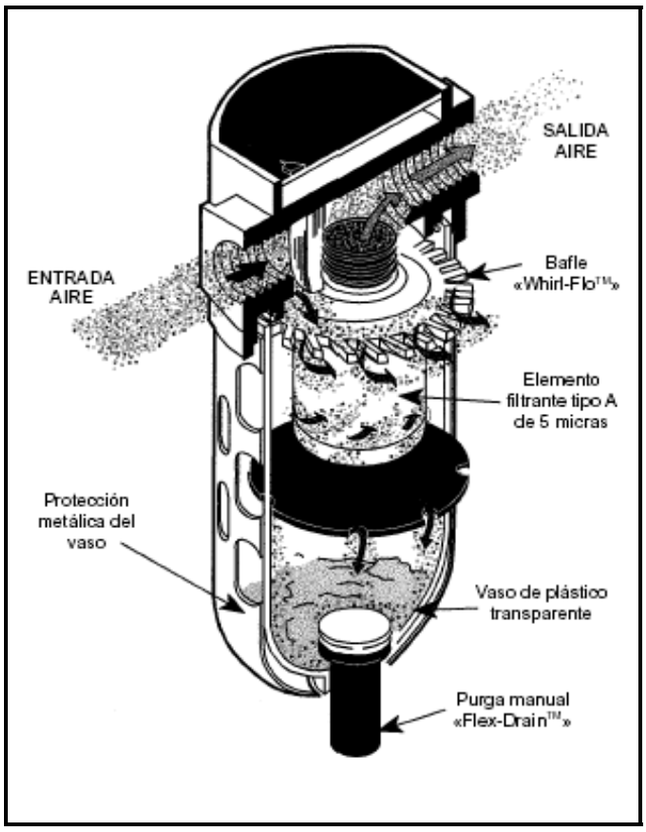


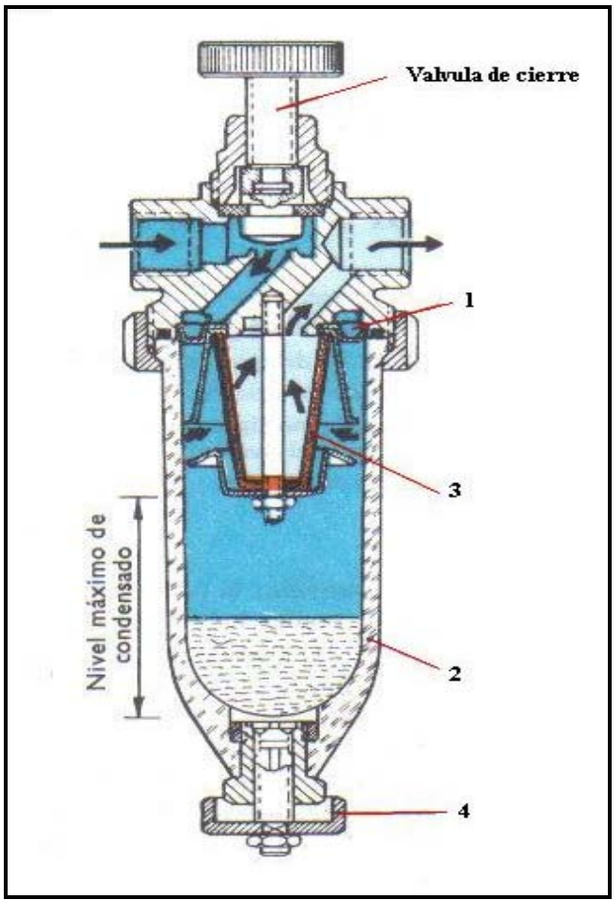
Figura 2.8.- Filtro de aire comprimido “marca: Wilkerson”

Estos filtros disponen de una protección metálica embutida en chapa con aberturas, para el vaso transparente. La extracción de condensados decantados en el fondo del vaso, se realiza fácilmente y sin consumos innecesarios de aire comprimido, con el sistema manual de purga flexible, o bien opcionalmente mediante un dispositivo de purga automática por flotador.

2.4.2.1 Filtro de aire comprimido con regulador de presión

Este filtro tiene la misión de extraer del aire comprimido circulante todas las impurezas y el agua condensada, además de mantener la presión de trabajo lo más constante posible. Al entrar aire comprimido en la carcasa del filtro (2) a través de las ranuras guía (1) es puesto en rotación elevando la velocidad de circulación, siendo proyectadas las gotas de agua existentes, por el enfriamiento y el efecto centrífugo. El condensado impurificado con partículas de suciedad, se recoge en la parte inferior de la carcasa del filtro y debe ser evacuado al alcanzar la marca máxima de condensado, ya que de lo contrario seria de nuevo arrastrado por la corriente de aire y llegaría hasta él o los consumidores. Las partículas sólidas mayores que los poros del cartucho filtrante (3) son retenidas por este, por lo que puede obturarse en el transcurso del tiempo debido a estas partículas sólidas. Por éste motivo, el cartucho filtrante debe limpiarse o cambiarse periódicamente. En caso de producirse una gran cantidad de condensado se recomienda instalar un purgador automático en sustitución del tornillo de purga manual (4). Este filtro es utilizado

ante la ausencia de un regulador de presión en el sistema de aire comprimido, pero es recomendable contar con unidades las cuales cumplan funciones específicas.



1	Ranura directriz
2	Carcasa del filtro
3	Cartucho filtrante
4	Purga de condensados

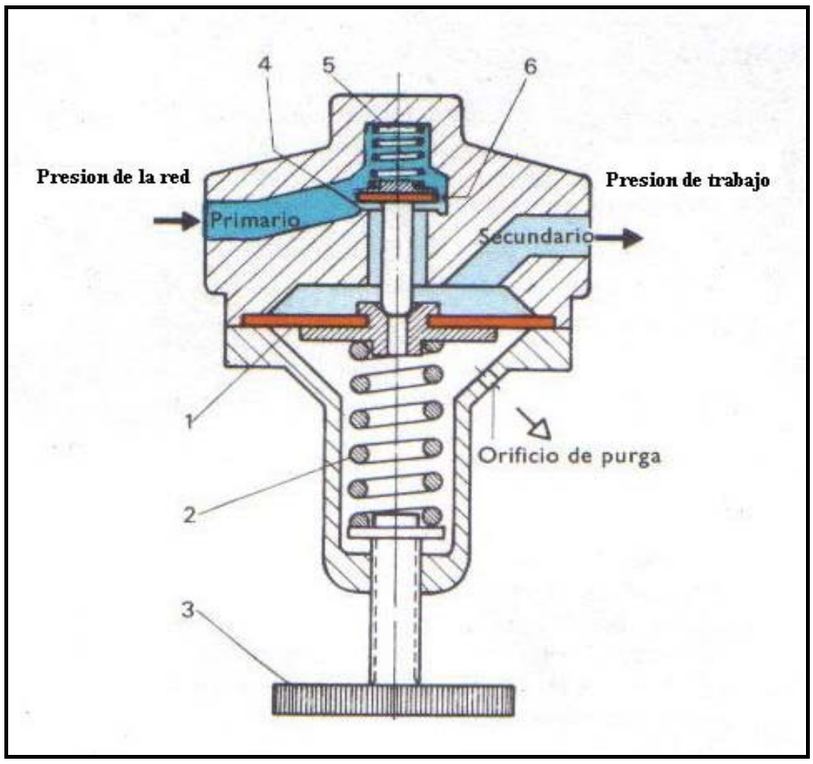
Figura 2.9.- filtro de aire comprimido con regulador de presión

2.4.3 Regulador de presión

En el suministro de aire comprimido es bastante común que se produzcan variaciones en la presión. Estas se deben principalmente, a los cambios en el consumo de aire. Una presión demasiado elevada, origina un gasto mayor de energía incrementando su costo innecesariamente. Por otra parte incrementa el desgaste de las partes de las herramientas y conexiones. Tales problemas pueden resolverse instalando reguladores de presión, después del filtro de aire. Un regulador reduce una presión de aire primaria elevada (presión de la red), a una presión secundaria adecuada para el trabajo (presión de trabajo).

El regulador tiene la misión de mantener constante el consumo aire y la presión de trabajo (presión secundaria) con independencia de la presión de la red variable (presión primaria). La presión de entrada es siempre mayor que la presión de salida

Se distinguen dos clases de reguladores, con o sin orificio de escape. Si se baja la presión secundaria accionando el tornillo de ajuste, debe aparecer en el regulador sin escape un consumo por parte del secundario con el fin de que se rebaje la presión más alta ya establecida. En el regulador con escape, la presión más alta establecida de antemano es purgada al exterior a través del orificio destinado a este fin hasta que se alcanza la presión secundaria ajustada. En este tipo no se precisa ningún consumo en el secundario. La figura 2.10 representa un regulador con orificio de escape.



1	Membrana
2	Muelle (contrapresión)
3	Tornillo de ajuste para la presión secundaria
4	Asiento del plato
5	Muelle amortiguador (por las vibraciones por el continuo abrir y cerrar
6	Plato de válvula

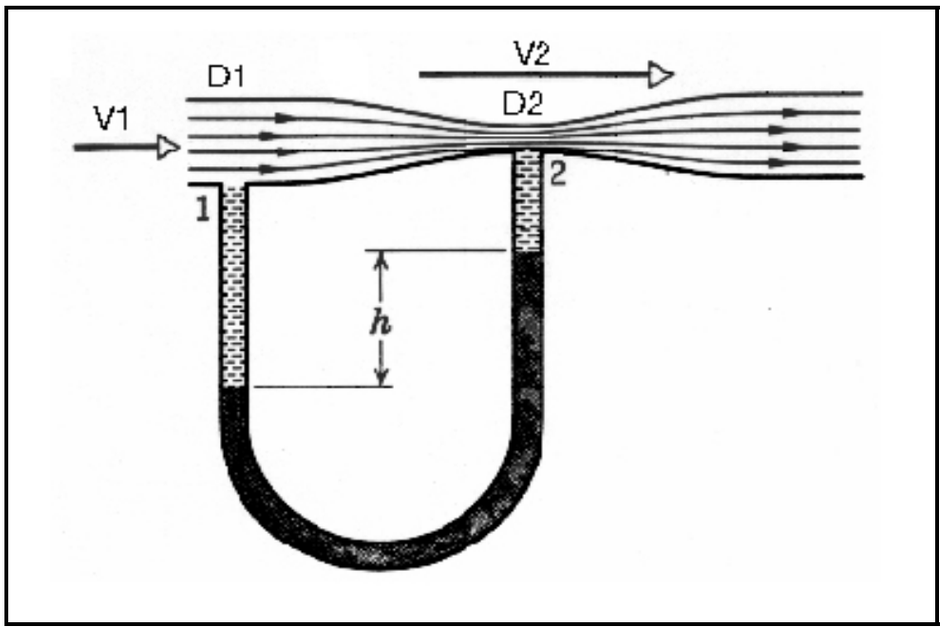
Figura 2.10.- Sección de un regulador con orificio de escape (válvula reductora de presión)

2.4.4 Lubricador de aire comprimido

El lubricador de aire comprimido tiene la misión de suministrar a los aparatos neumáticos el lubricante suficiente. El lubricante previene un desgaste prematuro de las piezas móviles, reduce el rozamiento y protege los elementos contra la corrosión. Los lubricadores trabajan generalmente según el principio "Venturi". La niebla oleosa debe ser lo suficientemente fina para que en los equipos grandes no se precipite en los primeros puntos de lubricación o en las reducciones de sección. El aire que circula a través del lubricador produce una diferencia de

presión (principio de Venturi) en función de las distintas secciones de las tuberías; de esta manera el aceite contenido en el depósito de almacenamiento es aspirado y pulverizado al entrar en contacto con la corriente de aire. El lubricador empieza a funcionar cuando existe una corriente de circulación suficientemente grande; con una toma de aire demasiada pequeña, la velocidad de circulación en la tobera no es suficiente para aspirar el aceite. Por eso, hay que observar los valores de flujo que indique el fabricante.

Ha de presentarse un cuidado especial en observar los valores de circulación mínimos indicados por el fabricante para el lubricador y emplear los aceites recomendados. Para los lubricadores solo deben emplearse aceites minerales muy fluidos. Algunos valores orientativos son: 2–5 °E (20 °C), 10–50 cSt o bien SAE 10.

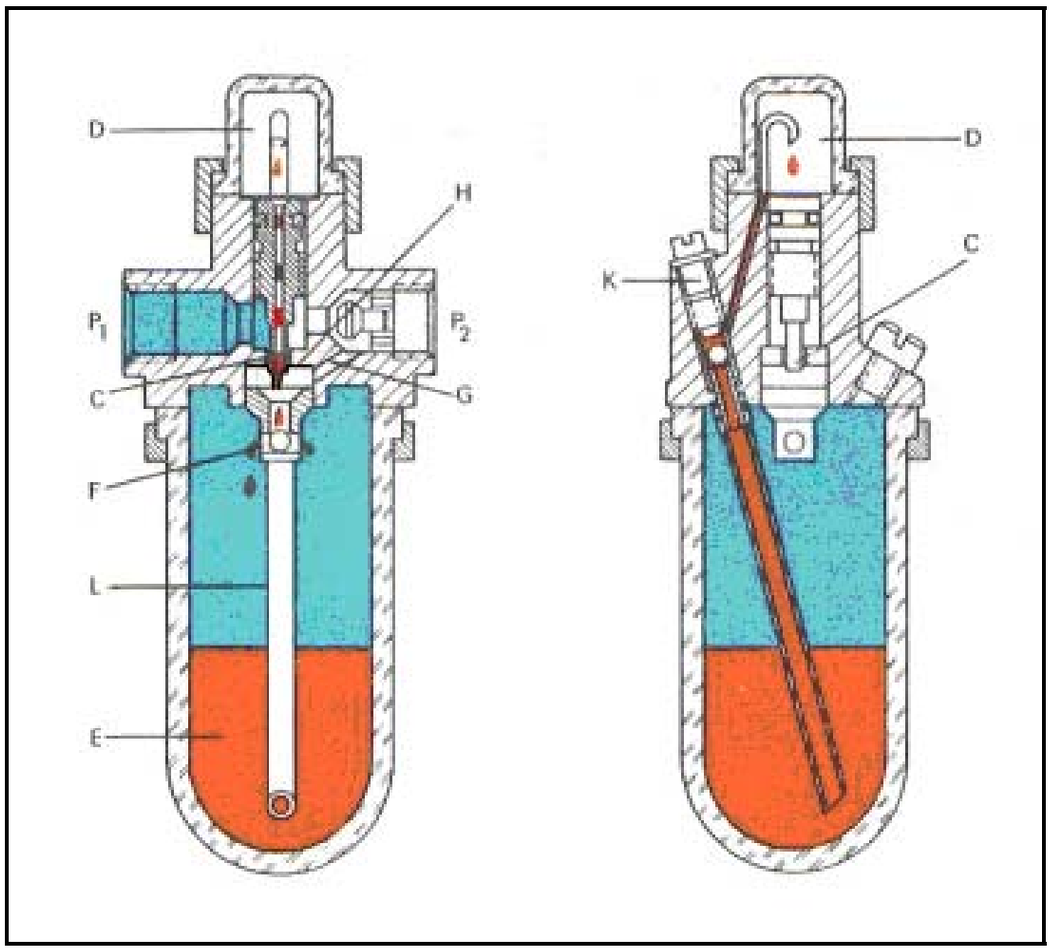


V1	Velocidad inicial
V2	Velocidad final
D1	Diámetro inicial en la tubería
D2	Diámetro final en la tubería
h	Diferencia de altura provocada por la depresión en el punto 2
1	Punto donde la velocidad es mínima
2	Punto donde la velocidad es máxima (presión mínima)

Figura 2.11.- Principio Venturi.

La figura 2.12 (pagina 73), representa la sección de un lubricador, siendo el sentido de la corriente de aire de $\mathbf{P_1}$ hacia $\mathbf{P_2}$. Una válvula reguladora **H** hace que una parte del aire circule a través de la tobera **C** hacia **E** en el deposito de aceite; en este ultimo, el aire se satura de aceite y, por la acción de la sobrepresión en el deposito **E** y el efecto de aspiración (por la baja presión) en

C, el aire circula desde el deposito **E** a través del tubo de plástico **L** y aparece en el recinto **D** en forma de goteo. Mediante el tornillo de ajuste **K** existe la posibilidad de ajustar las gotas de aceite por unidad de tiempo. Con la salida **F** se consigue una desviación del aire saturado de aceite por lo que las gotas gruesas caen en el deposito **E** y la niebla oleosa pasa a la corriente de aire a través de **G** hacia $\mathbf{P_2}$; aquí se mezcla con el aire circulante en una proporción que es función de la fuerza del resorte de la válvula de regulación y de la diferencia de presión entre $\mathbf{P_1}$ y $\mathbf{P_2}$. Según el tipo de lubricador solo puede reponerse el aceite con el aire comprimido desconectado, pero en los tipos más recientes puede hacerse también con el aire circulando.



P1	Presión de la red
P2	Presión de trabajo
C	Tobera
D	Recinto de goteo
E	Deposito de aceite lubricante
F	Salida mezcla aire - aceite
G	Conducto de salida
H	Válvula reguladora
K	Tornillo de ajuste
L	Tubo de plástico

Figura 2.12.- Sección de un lubricador de aire comprimido

2.4.5 Unidad de mantenimiento

La unidad de mantenimiento representa una combinación de los siguientes elementos:

- Filtro de aire comprimido.
- Regulador de presión.
- Lubricador de aire comprimido

Deben tenerse en cuenta los siguientes puntos:

1. El caudal total de aire en m^3/hora es decisivo para la elección del tamaño de unidad. Si el caudal es demasiado grande, se produce en las unidades una caída de presión demasiado grande. Por eso, es imprescindible respetar los valores indicados por el fabricante.

2. La presión de trabajo no debe sobrepasar el valor estipulado en la unidad.

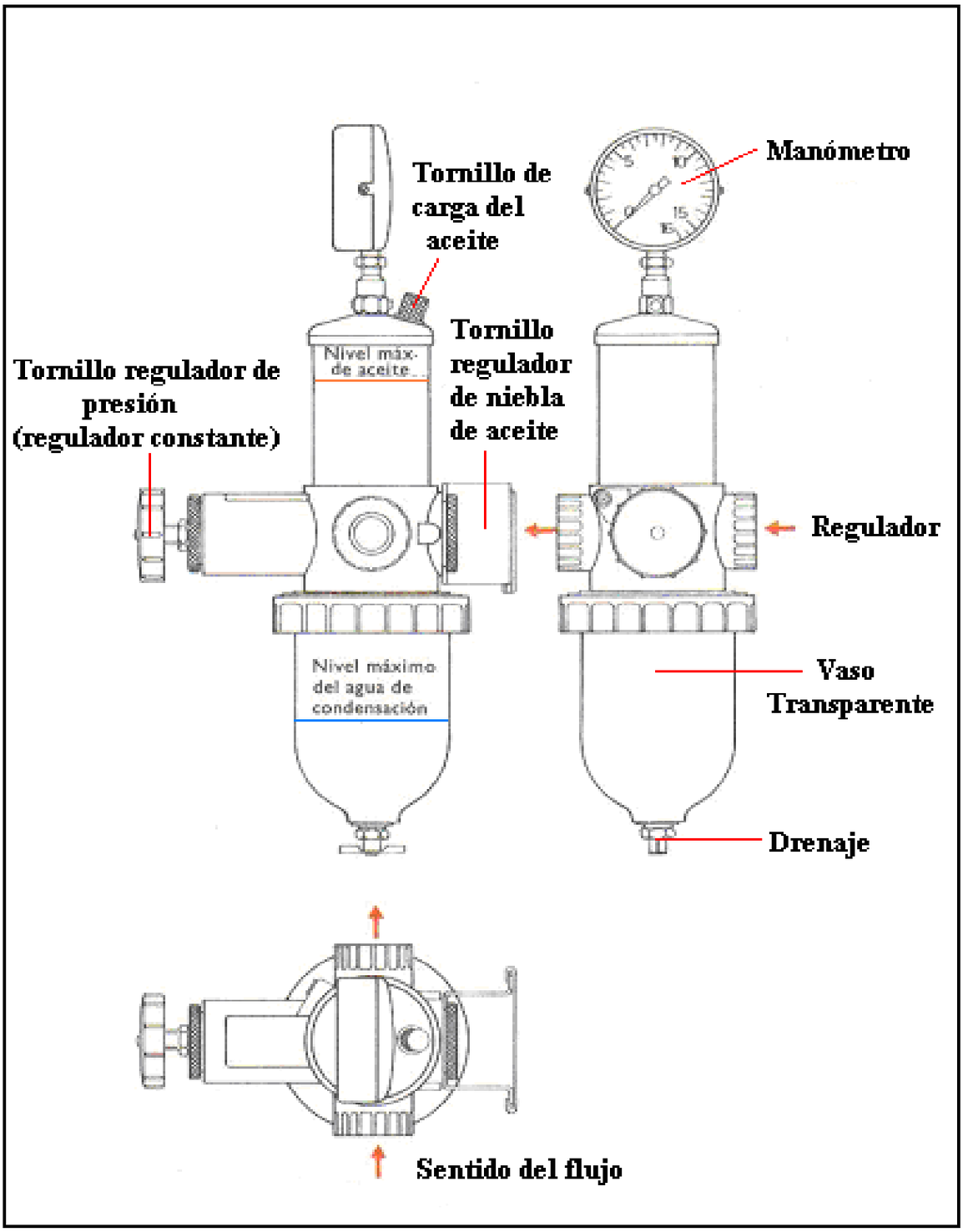
- **Conservación de las unidades de mantenimiento**

Es necesario efectuar en intervalos regulares los trabajos siguientes de conservación:

a) *Filtro de aire comprimido:* Debe examinarse periódicamente el nivel del agua condensada, porque no debe sobrepasar el nivel indicado en el vaso transparente. De lo contrario, el agua podría ser arrastrada hasta la tubería por el aire comprimido. Para purgar el agua condensada hay que abrir el tornillo existente en el vaso. Asimismo debe limpiarse el cartucho filtrante.

b) *Regulador de presión:* Cuando está precedido de un filtro, no requiere ningún mantenimiento.

c) *Lubricador de aire comprimido:* Verificar el nivel de aceite en la mirilla y, si es necesario, suplirlo hasta el nivel permitido. Para los lubricadores, utilizar únicamente aceites minerales.



2.13.- Unidades de mantenimiento

2.5 Accesorios y fugas de aire comprimido

Un factor que muy pocas veces es descuidado por el personal de mantenimiento son las fugas de aire. El aire comprimido es muy costoso ya que representa una enorme cantidad de horas de funcionamiento en la producción de aire y que además repercute en la misma calidad del aire, dado que produce deficiencias importantes en el caudal suministrado y por lo tanto caídas de presión que a su vez pueden provocar paradas en las máquinas por mala ejecución en el trabajo por falta de presión.

Es posible evitar las fugas de aire comprimido usando los conectores, mangueras y diferentes accesorios adecuados para la aplicación.

En cuanto a los conectores existen diversas marcas, tamaños y colores. Las diferencias radican en la calidad de los mismos, sistemas de sellado y materiales constructivos.

Por esta razón es recomendable siempre conectores de cuerpo metálico que son mucho más resistentes que los de cuerpo plástico. Lo mismo sucede con respecto a las roscas, las roscas cilíndricas son mejores que las cónicas ya que estas últimas luego de colocarla y sacarla varias veces termina agrandando las conexiones. Con respecto a los sistemas de sellado en la rosca se debe evitar usar cinta de teflón ya que este puede correr dentro del circuito neumático y dañar los componentes, es preferible el conector con rosca cilíndrica y sello con O-rings como se muestra en anexo 1.

Respecto de las fugas y/o deterioro de las redes de aire comprimido mal diseñadas, demás esta decir el daño que le produce a las herramientas las partículas de oxido de una cañería oxidada o los restos de teflón de algunas juntas roscadas...ni hablar del agua condensada no eliminada que forma una emulsión con el aceite sin propiedades lubricantes que traba los sistemas de purga por nivel, la cual al no ser eliminada es arrastrada a toda la red.

Cuando surge un problema de filtro tapado con partículas extrañas o teflón es muy fácil culpar al compresor o al filtro. Pero para comprender como el óxido ataca a los componentes, pensemos simplemente en una pieza que se somete a un arenado.

Suponiendo que la red de distribución de aire comprimido ha sido correctamente tendida, la estanqueidad constituye un punto particularmente delicado; es este especto, debería procederse a una revisión general. Para realizar esta revisión se bloquean todas las líneas de aire a los distintos sistemas de consumo, la instalación se carga con la presión de trabajo y se procede a determinar cuantitativamente las pérdidas por fugas de acuerdo con la disminución de la presión del depósito en un tiempo prefijado. En algunos casos incluso será necesario mantener en servicio los compresores y determinar la pérdida de aire por el tiempo de conexión, y si por los puntos de fuga se pierde mas del 10% del aire comprimido generado, se hace imprescindible localizar los puntos de fuga en la red, operación que puede efectuarse pintando con agua jabonosa las uniones

atornilladas, las soldaduras y puntos de empalmes, o mejor aun con la ayuda de un pulverizados aerosol comercial. Las uniones atornilladas innecesarias serán reemplazadas por soldaduras. Las llaves o válvulas de paso con volante manual constituyen también un peligro de pérdida de aire comprimido, y en sustitución de estas válvulas se instalaran coplas para tubos flexibles de conexión y desconexión rápida para el uso de equipos neumáticos. Estos acoplamientos también pueden tener fugas pero la probabilidad es menor. La tabla 2 contiene la cuantía a la que pueden ascender las perdidas por fugas en función del tamaño de la fuga.

Diámetro del punto de fuga	**Área del punto de fuga**	**Caudal de aire escapado**	**Trabajo necesario para la compresión**
mm	**mm^2**	**m^3/h**	**CV**
1	0,78	2,4	0,2
3	7	36	2
5	19,6	97,8	8

Tabla 2.- Perdidas de aire comprimido por fugas en función del diámetro del punto de fuga.

2.6 Red de distribución de aire comprimido

Se entiende por red de aire comprimido el conjunto de todas las tuberías que parten del depósito, colocadas fijamente unidas entre si y que conducen el aire comprimido a los puntos de toma para los equipos consumidores individuales. Los criterios principales de una red son la velocidad de circulación y la caída de presión en las tuberías así como la estanqueidad de la red en conjunto.

Para el diseño nuevo de una red de aire comprimido es esencial la determinación del diámetro interior, la magnitud decisiva es el consumo de aire comprimido mas una reserva adicional para los equipos neumáticos que en corto tiempo pueden incorporarse. Además de esto, existen varios procesos que en la práctica, indican cuales deben ser la velocidad de circulación y la caída de presión en la tubería para conseguir una rentabilidad optima. La selección del diámetro interior de la tubería depende:

1. La velocidad de circulación admisible.
2. La pérdida admisible de presión.
3. La presión de trabajo.
4. El número de puntos de estrangulación existentes en la tubería.
5. La longitud de la tubería.

El caudal de aire comprimido es una magnitud que se determina “a priori” según el planteamiento. La velocidad de circulación y la caída de presión se hallan relacionadas estrechamente; pero en la caída de presión también influyen la aspereza o rugosidad de la pared interior de la tubería y el número de los tubos – accesorios instalados.

Generalmente, la mejor forma de construir un sistema de tuberías, es la de anillo alrededor del área donde va a tener lugar el consumo de aire, debido a que con este tipo de montaje la red de aire comprimido obtiene una alimentación uniforme cuando el consumo de aire es alto cubriendo de forma satisfactoria todos los requerimientos de los consumidores de aire, sacando desde este anillo principal tuberías de alimentación a los diferentes puntos de consumo. De esta forma se obtiene para un consumo de trabajo intermitente un suministro de aire comprimido mucho más uniforme ya que el mismo fluye en dos direcciones.

Este sistema debería utilizarse para todas las instalaciones, a menos que existieran puntos de consumo bastante alejados de la planta compresora, en tales casos, dichos puntos deberían alimentarse por líneas principales separadas.

En todos los casos que la instalación sea aérea, en cada toma de aire deben colocarse las trampas de agua para evitar que los condensados y partículas trepen por la tubería hacia la máquina. Además, la tubería debe tener una inclinación de 1 al 2 % de la longitud total de la tubería, considerando el punto más alto por donde entra el aire comprimido. Para tuberías mayores a los 30 metros es conveniente volver a levantar la tubería y nuevamente descender, simulando unos dientes de sierra. La inclusión de un acumulador intermedio o de un depósito en una instalación neumática depende de los consumidores, siendo sólo necesario en caso de precisarse grandes caudales de aire en un tiempo pequeño (consumo periódico o impulsos).

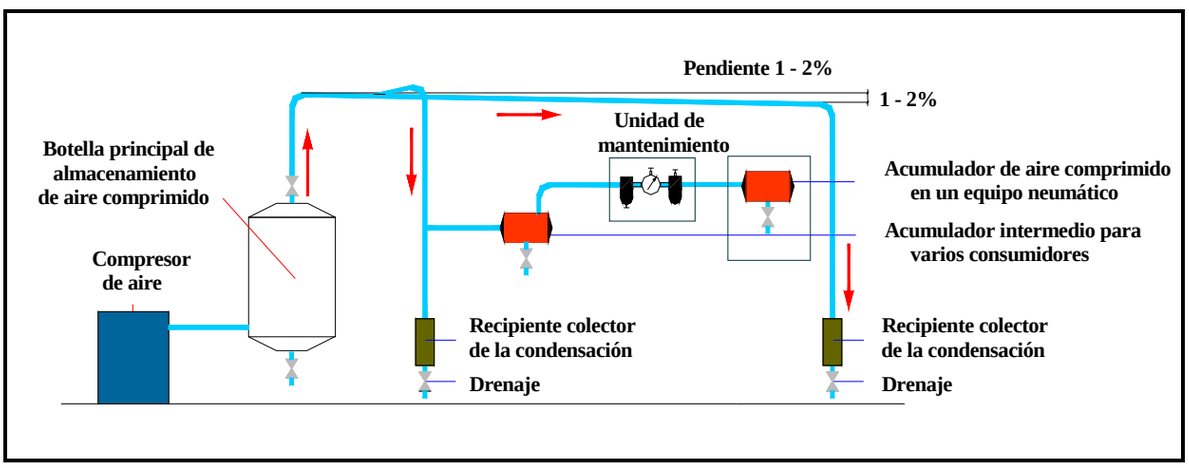


Fig. 2.14.- La red de distribución de aire comprimido debe ser aérea, en el mejor de los casos, con una pendiente aproximada del 1 al 2 % de la longitud de la tubería.

2.6.1 Tuberías de aire comprimido

Las tuberías de aire comprimido pueden tener desde algunos milímetros de diámetro interior hasta varios centímetros pudiendo ser de goma, plástico o metal. Es recomendable utilizar a bordo tuberías fabricadas con acero al carbono o acero al carbono-manganeso, debido a que tienen buenas propiedades mecánicas.

Para el transporte del aire comprimido se reconocen tres tipos de canalizaciones:

- Cañería Principal.
- Cañería Secundaria.
- Cañería de Servicio.

1. Cañería principal

Es la línea que sale del conjunto de compresores y conduce todo el aire que consume la planta. Debe tener la mayor sección posible para evitar pérdidas de presión y prever futuras ampliaciones de la red con su consecuente aumento de caudal. La velocidad máxima del aire en la tubería principal es de 8 m/seg.

2. Cañería secundaria

Se derivan de la tubería principal para conectarse con las tuberías de servicio. El caudal que por allí circula es el asociado a los elementos alimentados exclusivamente por esta tubería. También en su diseño se debe prever posibles ampliaciones en el futuro. La velocidad del aire en ellas no debe superar 8 m/seg.

3. Cañerías de servicio

Estas cañerías o "bajadas" constituyen las alimentaciones a los equipos, dispositivos y herramientas neumáticas, en sus extremos se disponen acoplamientos rápidos y equipos de protección integrados por filtros, válvula reguladora de presión y lubricador neumático. Con el fin de evitar obstrucciones se recomiendan diámetros mayores de ½” en la tubería. Su dimensión debe realizarse de forma tal que en ellas no se supere la velocidad de 15 m/seg.

4. Cañerías de Interconexión

El dimensionado de estas tuberías no siempre se tiene en cuenta y esto ocasiona serios inconvenientes en los equipos, dispositivos y herramientas neumáticas alimentados por estas

líneas. Teniendo en cuenta que estos tramos de tubería son cortos podemos dimensionarlos para velocidades de circulación mayores del orden de los 20 m/seg.

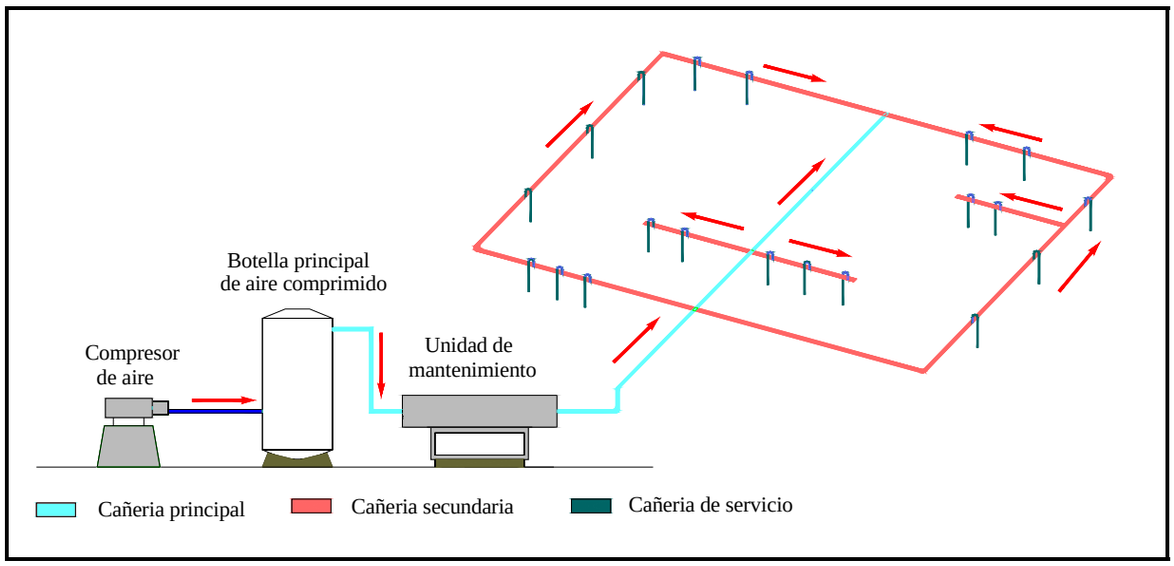


Figura 2.15.- Tuberías para aire comprimido

El diámetro de las tuberías debe elegirse de manera que si el consumo aumenta, la pérdida de presión entre él depósito y el consumidor no sobrepase 10 kPa (0,1 bar). Si la caída de presión excede de este valor, la rentabilidad del sistema estará amenazada y el rendimiento disminuirá considerablemente. En la planificación de instalaciones nuevas debe preverse una futura ampliación de la demanda de aire, por cuyo motivo deberán dimensionarse generosamente las tuberías. El montaje posterior de una red más importante supone costos dignos de mención.

La caída de presión de las tuberías de aire comprimido no debe superar en lo posible el valor de 0.1 kp/cm^2 hasta los consumidores acoplados; calculándose en la practica con el 5% del valor de la presión de trabajo.

Los puntos de estrangulación en la red de aire comprimido se originan por la inclusión de tubos – accesorios, codos o curvaturas y derivaciones. Para el cálculo del diámetro interior de la tubería deben transformarse estos puntos de estrangulación en metros de longitud de tubería y añadirse a la longitud total de la misma. Los fabricantes de compresores han realizado los trabajos preliminares para el cálculo de las tuberías y han desarrollado monogramas para determinar con facilidad el tamaño más adecuado. En el nomograma del anexo 2 pueden escogerse los valores conocidos y determinarse el diámetro interno necesario para la tubería.

Las tuberías requieren un mantenimiento y vigilancia regulares, por cuyo motivo no deben instalarse dentro de emplazamientos demasiado estrechos. En estos casos, la detección de posibles fugas se hace difícil. Pequeñas faltas de estanqueidad ocasionan considerables pérdidas de presión.

Es conveniente instalar las tuberías que abastecen de aire comprimido a los consumidores, en forma de anillo incluyéndose también en el caso ideal un acumulador intermedio. Con una red de tuberías en anillo puede reducirse en un tercio la sección de la tubería comparada con la línea abierta.

De este modo el suministro de aire comprimido es equilibrado y las fluctuaciones de la presión se reducen considerablemente.

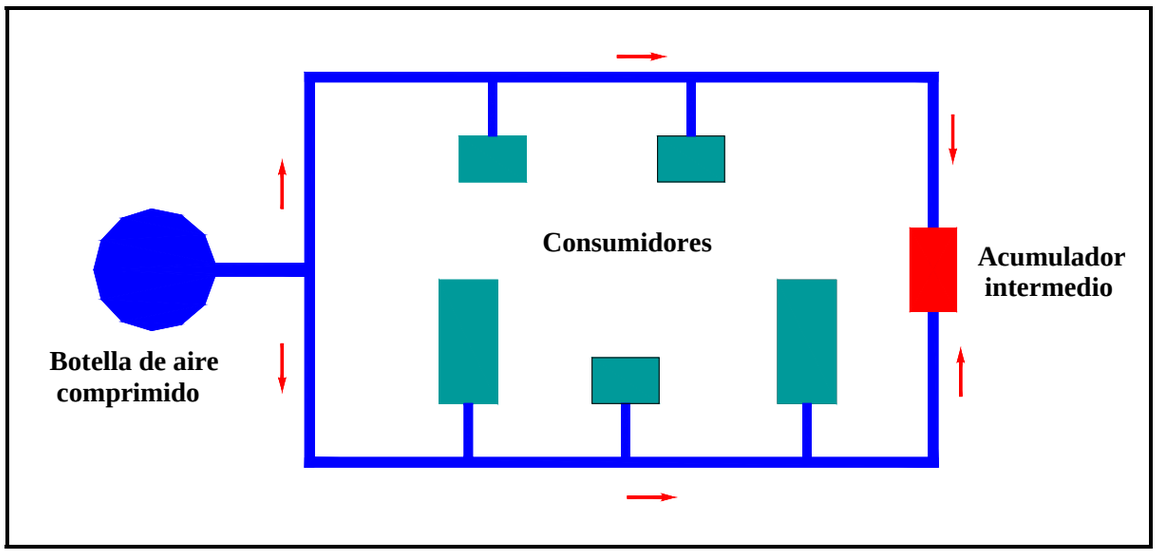


Figura 2.16.- Red de aire comprimido con tubería en anillo y acumulador intermedio.

Las tuberías deben tener la propiedad de desarmarse fácilmente, ser resistentes a la corrosión y de precio módico.

Las tuberías que se instalen de modo permanente se montan preferentemente con uniones soldadas. Estas tuberías así unidas son estancas y, además de precio económico. El inconveniente de estas uniones consiste en que al soldar se producen cascarillas que deben retirarse de las tuberías. De la costura de soldadura se desprenden también fragmentos de oxidación; por eso, conviene y es necesario incorporar una unidad de mantenimiento.

En las derivaciones hacia los receptores los tubos flexibles de goma solamente han de emplearse en aquellos casos en que se exija una flexibilidad en la tubería y no sea posible instalar tuberías de plástico por los esfuerzos mecánicos existentes. Son más caros y no son tan manipulables como las tuberías de plástico.

Las tuberías de polietileno y poliamida se utilizan cada vez más en la actualidad para unir equipos de maquinaria. Con racores rápidos se pueden tender de forma rápida, sencilla y económica (en el anexo 3 se muestran racores para tubos aplicables a tubos de acero y de cobre).

Capitulo III

Aplicación del aire comprimido a bordo

3.1 Generalidades

Los motores Diesel, en comparación con los motores de explosión, presentan mayores dificultades para el arranque. Durante las primeras compresiones no se desarrolla la temperatura suficiente para que se produzca el encendido del combustible inyectado al interior del cilindro. La máxima temperatura que se puede alcanzar por efecto de compresión no depende solamente de la cantidad de aire admitido en el cilindro, sino también de la temperatura que posean las paredes del cilindro y de la velocidad de giro del eje cigüeñal motor, siendo por lo tanto necesario que los dispositivos utilizados para el arranque sean de gran potencia. Debido a esto se deduce que los procedimientos utilizados en motores de pequeñas potencias sean impracticables en los motores marinos de potencias elevadas.

En consecuencia, se desprende la necesidad de usar aire comprimido como fuente de energía para hacer que el motor alcance la velocidad de giro requerida para el encendido del combustible.

3.2 Plano general de producción y distribución del aire comprimido principal y auxiliar

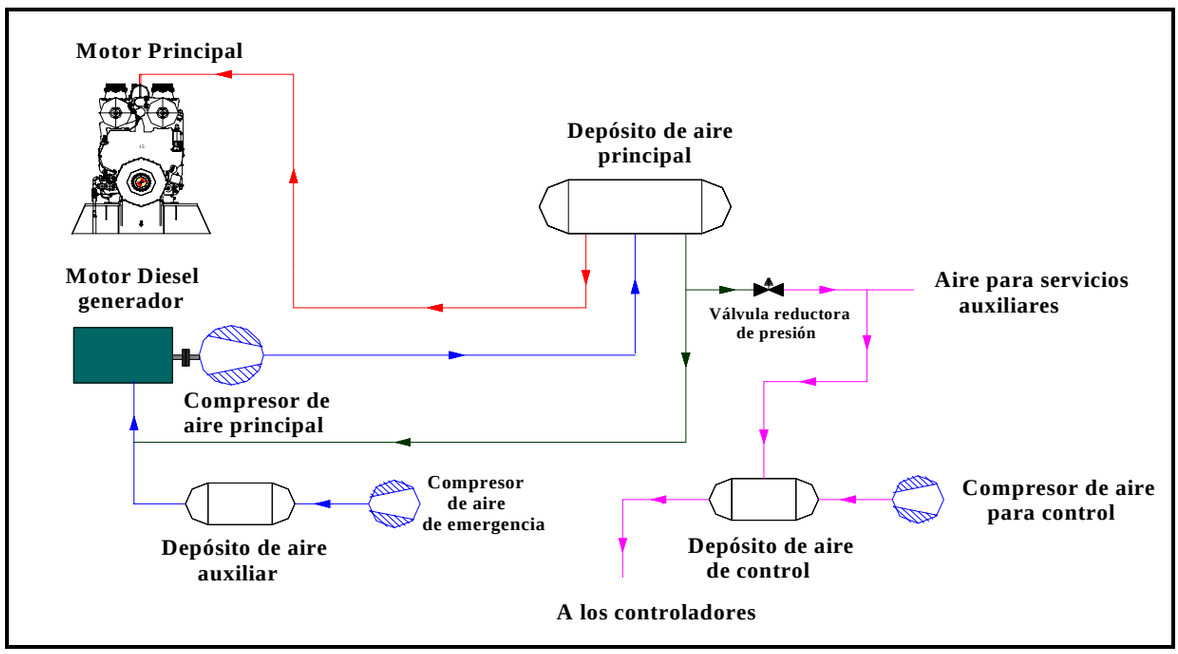


Figura 3.1.- Sistema de aire comprimido general.

En la figura 3.1 (pagina 82), se muestra un sistema de aire comprimido general, el cual se compone básicamente de un compresor de aire, depósito de almacenamiento de aire comprimido y una red de tuberías de aire.

En el arranque del motor Diesel principal y el motor Diesel del generador se emplea aire de alta presión, 25 – 30 (kg/cm^2). El flujo de aire para el arranque del motor principal proviene del compresor de aire principal a través del depósito de aire principal. Cuando existe una disminución excesiva de aire en el depósito principal, se utiliza un compresor de aire de emergencia y un depósito de aire auxiliar.

La presión de aire proveniente del depósito principal se reduce a un valor que fluctúa entre los 4 – 9 (kg/cm^2) para accionar a los controladores automáticos y para el aire de servicio. Para el circuito de control se puede emplear un compresor y un depósito por separado.

3.3 Aplicaciones en sistemas de arranque y puesta en servicio de motores Diesel

La puesta en marcha de los motores Diesel requieren el concurso de una energía externa que, venciendo las resistencias propias de la compresión, del rozamiento de los émbolos y de la fricción de los cojinetes de bielas y del cigüeñal, ponga en funcionamiento el motor, de manera que pueda por si solo continuar su funcionamiento. Las resistencias que hay que vencer alcanzan su valor máximo al principio a causa del rozamiento y del estado del lubricante, y van disminuyendo a medida que aumenta el número de revoluciones, hasta que se obtiene un número mínimo capaz de formar una mezcla de aire y combustible óptimo para el arranque, además de originar en la cámara de combustión de los cilindros la temperatura indispensable para que pueda desarrollarse la combustión.

3.3.1 Arranque y puesta en servicio mediante motor neumático

En las instalaciones navales está muy generalizado el empleo del aire comprimido, porque al disponerse del mismo para otras necesidades y fundamentalmente por la existencia de varios motores en la planta, es más fácil de mantener además de ser el mas seguro y fiable.

En los motores de mediana y gran potencia este tipo de arranque es indispensable, pero en los motores pequeños no es posible instalar una válvula de arranque en la culata, por lo que se recurre a montar un motor de arranque neumático en la corona del volante del motor. El grupo de arranque esta compuesto por un motor rotativo de paletas acoplado a través de una reducción a un piñón loco, que será el que se encargara de transmitir el movimiento a la corona del volante.

3.3.2 Arranque con inyección de aire comprimido en el interior de los cilindros

Las partidas con inyección de aire comprimido en el interior de los cilindros son generalmente usadas en embarcaciones mayores, estas deben ir provistas de un compresor de aire a bordo y de depósitos de aire conocidos también como acumuladores y un sistema de tuberías de aire.

El arranque de los motores Diesel con inyección de aire comprimido en el interior de los cilindros, consiste en suministrar aire comprimido a una presión de 25 a 30 kg/cm^2 en los cilindros del motor para vencer la resistencia que ofrece la compresión propia del motor y para acelerar la velocidad de giro, hasta que los émbolos compriman el aire con la rapidez necesaria para producir la temperatura que alcance a inflamar el combustible inyectado.

La distribución se dispone de forma que durante el periodo de arranque, conjuntamente con la inyección o independientemente de ella, entre en servicio la denominada “válvula de arranque”, situada en la culata del cilindro y cuya misión es permitir la entrada del aire comprimido al cilindro una vez finalizado el periodo de compresión, permaneciendo invariables los restantes elementos de distribución que complementan las fases del ciclo, tales como: válvula aspiración, escape, etc.

La maniobra de arranque con aire comprimido esta generalmente dispuesta de manera que esta pueda efectuarse con facilidad. Cada tipo de motor adopta un sistema más o menos complejo, existiendo un gran numero de ellos.

3.3.2.1 Sistema básico de arranque o puesta en servicio sin inversión de marcha (caso de un motor no reversible)

Cuando se trata de motores no reversibles, como ocurre con los motores estacionarios, grupos electrógenos y motores propulsores de hélice de paso controlable (CPP), estos no presenten mayores dificultades para el arranque, pues el motor solo tiene un sentido de giro y no hay necesidad de invertirlo. Estos motores, por no precisar una gran prontitud de maniobra, se los dota de válvula de arranque a uno o varios de sus cilindros, por lo que para la partida hay que llevarlos al punto de arranque, que suele ir marcado en el volante, el cual se corresponde con los primeros grados de apertura da la válvula de arranque del cilindro, de manera que según el orden de trabajo o encendido sea primero en recibir el aire de arranque.

Se observa, de un modo general, que la utilidad práctica de un diagrama circular se convierte en necesidad cuando las fases no se suceden en extremos bien definidos, como ocurre con los diagramas teóricos, sino con adelantos y retrasos indispensables para el funcionamiento real o practico.

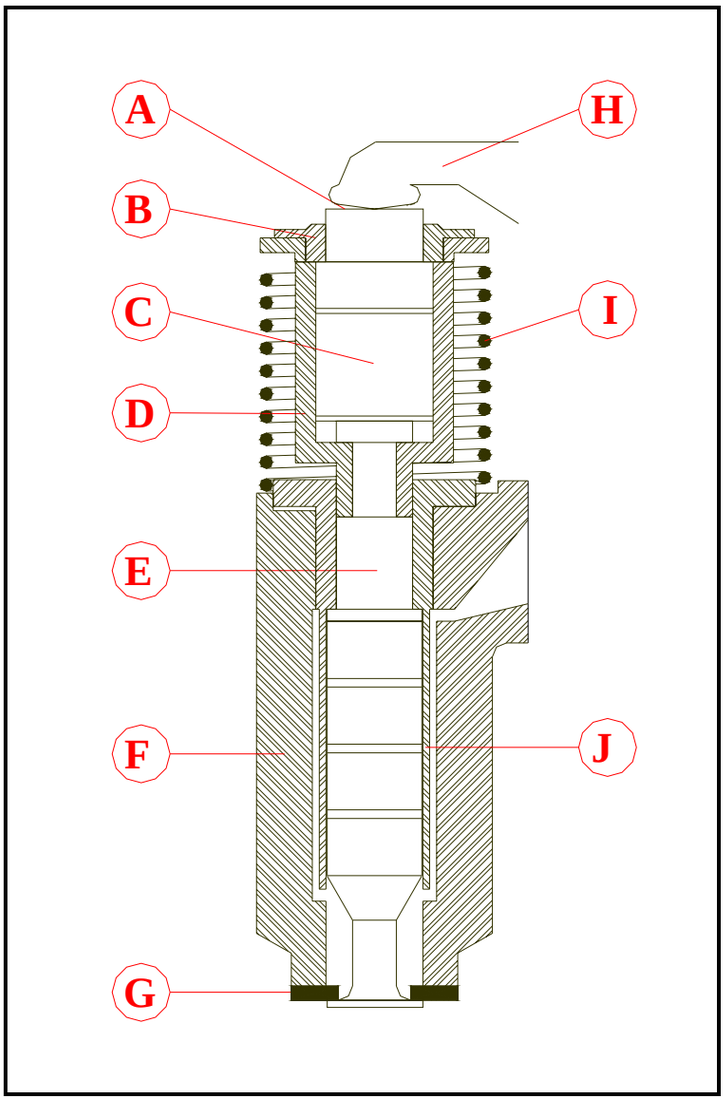
Entre los órganos de regulación incluiremos la válvula de arranque dispuesta en la culata del cilindro, la cual como hemos dicho entra en servicio en sustitución o conjuntamente con la inyección, y cuya misión es la permitir la entrada del aire comprimido en el cilindro una vez finalizado el periodo de compresión (PMS).

La ***válvula de arranque*** debe entrar en servicio solamente durante el periodo de puesta en marcha del motor, en sustitución del sistema de inyección o encendido, y permanecer inactiva después de pasado dicho periodo. Es decir, debe quedar todo dispuesto de modo que cuando el motor haya adquirido velocidad suficiente, el sistema de maniobra inmovilice la válvula de arranque y la sustituya por el órgano de inyección de combustible.

Esto quiere decir que en el instante en que se pone en movimiento el motor, debe tener tal posición que el embolo se halle en condiciones de iniciar el movimiento bajo el impulso de aire comprimido, y la válvula de arranque ha de estar abierta porque los órganos de gobierno están dispuestos de modo que la abren automáticamente en dicho periodo, además de ser preciso en los motores de propulsión naval, que todos los cilindros estén provistos de válvulas de arranque para asegurar la puesta en marcha en cualquier posición de parada del motor.

La ***válvula de arranque*** se dispone generalmente sobre la culata del cilindro en forma de válvula compensada y abriendo hacia adentro del cilindro; la compensación se realiza con un pistón unido a, enterizo con, el vástago y cuyo diámetro del asiento, para que se pueda efectuar la montura con facilidad. Por eso la compensación no es total y la válvula tiende a abrir bajo la influencia de la presión de aire; de aquí la necesidad de un fuerte resorte que, no sólo se oponga a ese efecto, sino, también apriete a la válvula con suficiente energía para que su estanqueidad contra el asiento sea perfecta.

Pero, además, la ***válvula de arranque*** se tiene que disponer de manera que, cuando termine el periodo de arranque, quede desconectada, para no trastornar las fases ordinarias del funcionamiento normal con combustible. Esto se consigue por algunos fabricantes haciendo excéntrico el eje de levas (eje de giro de las levas, pero no el eje de camones), de tal manera que, cuando el motor a tomado la necesaria velocidad, se gira un cierto ángulo dicho eje de levas con lo cual se separa de su camon el rodillo correspondiente a la válvula de arranque, dejando inactiva esa válvula; el mismo giro aproxima el rodillo de la válvula de combustible a su camon y queda conectado el sistema normal de marcha.



A	Claro de accionamiento
B	Tuerca tope
C	Pistón
D	Copa
E	Vástago
F	Cuerpo de acero forjado
G	Asiento
H	Balancín accionamiento mediante pulsador camon para abrir la válvula de arranque
I	Resorte
J	Camisa

Figura 3.2.- Válvula automática para el arranque.

Pero el mejor método para ello es el automático, en donde al cerrar la comunicación entre el motor y las botellas de aire a presión, quedan inactivas las válvulas de arranque, un ejemplo lo muestra la figura 3.2: la válvula esta formada por un cuerpo **F** de acero forjado apretando en su alojamiento al asiento postizo **G**, donde ajusta el plato de válvula. El vástago **E** tiene en su centro un diámetro ligeramente inferior al del asiento y va minuciosamente ajustado dentro de una

camisa, de manera que el aire ejerce un poco más esfuerzo hacia abajo sobre el plato que hacia arriba bajo el vástago, pero esta diferencia de empujes queda sobradamente compensada por un fuerte resorte **I**. El vástago **E** esta agujereado en forma que el aire sube a llenar el espacio bajo el pistón **g** ajustado dentro de la copa **D** en que termina el vástago; la presión mantiene al pistón **C** apretado contra la tuerca tope **B** y en esta posición funciona la válvula como si el vástago fuera. Cuando se cierra la comunicación con las botellas y la tubería de aire se descarga a la atmósfera, el pistón **C** cae al fondo de la copa, y aunque la leva siga moviéndose, no acciona la válvula.

El tamaño de la válvula de arranque es difícil de determinar porque depende de muchos factores, a veces desconocidos, y principalmente del número de revoluciones necesario para conseguir el primer encendido. Del examen de motores construidos y fáciles de arrancar se deducen valores entre un sexto y un décimo para la relación anterior. Estas cifras corresponden a una presión en el aire de arranque de 20 a 30 atm; para menores presiones, la sección de paso es proporcionalmente mayor, a fin de disminuir el estrangulamiento. Si la válvula de arranque se hace demasiado pequeña, es preciso regularla para que se mantenga abierta un gran periodo de tiempo, y el cilindro es enfriado excesivamente por la expansión del aire, de manera que el primer encendido se alcanza con mayor dificultad que si la válvula es grande y la duración de su abertura pequeña. En todo caso, se facilita el arranque calefaccionando las camisas y culatas de cilindro con agua caliente del sistema de refrigeración durante algún tiempo antes de la puesta en marcha.

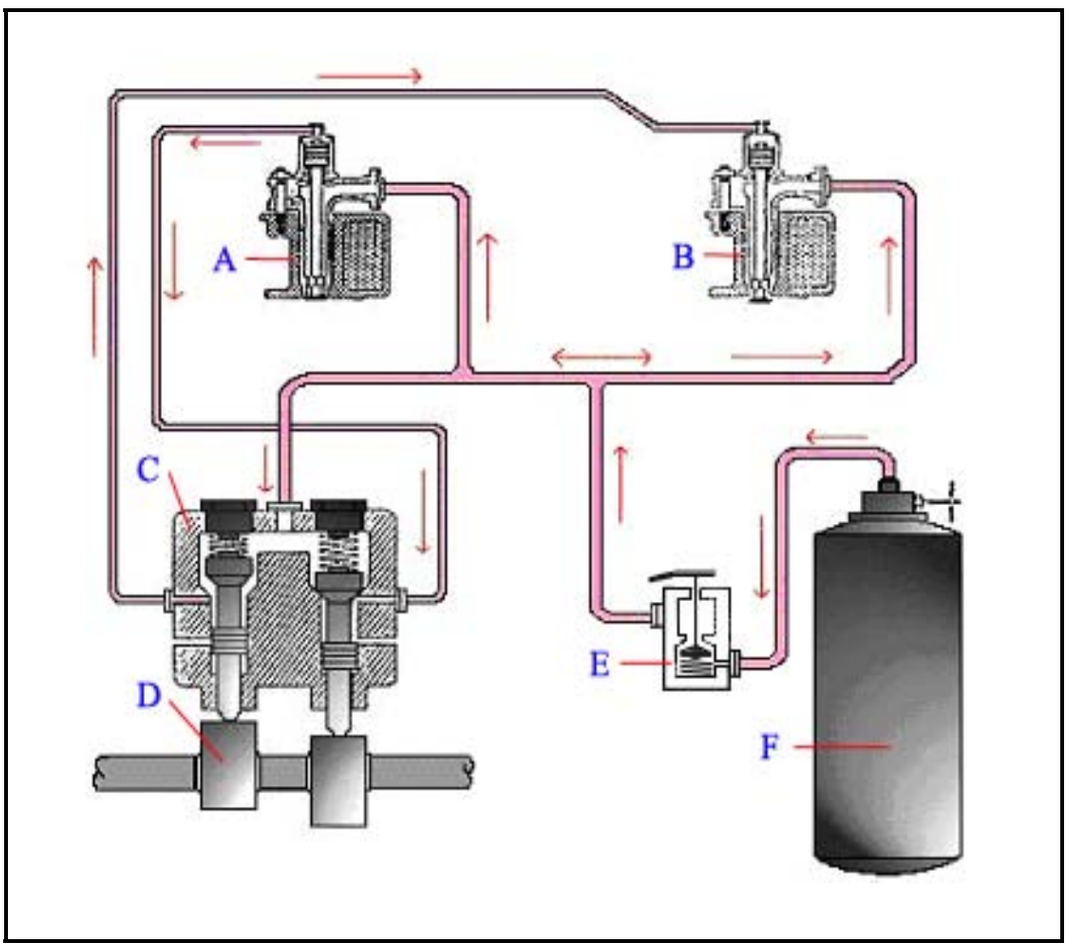
Las válvulas de arranque se mantienen abiertas durante un gran ángulo del eje cigüeñal, que oscila entre 120º y 140º después del punto muerto superior para el sistema de cuatro tiempos y de 95º a 105º para el de dos tiempos. Se necesitan, por lo tanto, seis cilindros provistos con válvula de arranque en el motor de cuatro tiempos y cuatro cilindros en el de dos tiempos para que la máquina arranque en cualquier posición del eje cigüeñal. Si la maquina tiene menos cilindros, o si el número de estos provistos con válvula de arranque es menor que los indicados, no arrancara si antes de comunicar las botellas no hemos girado a mano el cigüeñal hasta una posición en que una de las válvulas se encuentra abierta y el pistón del cilindro correspondiente un poco adelantado al punto muerto superior.

Para facilitar el arranque se han de reducir todo lo posible las resistencias que se oponen al giro del motor. El elemento accionado por la máquina estará desacoplado o sin carga; por ejemplo, si es un dinamo, esta se encontrara desconectada de la red eléctrica; si es un compresor, la aspiración de la primera fase estará cerrada y todas las purgas abiertas, etc. En un motor marino no es posible lo anterior, pero la hélice a pocas revoluciones (velocidad de arranque) produce relativamente escasa resistencia. Algunos motores pequeños, para disminuir su propia resistencia al giro, tienen disposiciones basadas en reducir la elevada compresión (30 a 35 atm) del funcionamiento normal; a tal fin van provisto de válvulas especiales de ***descompresión*** que durante el arranque solo permiten en el cilindro una presión final de compresión de, por ejemplo, 15 atm. En otras ejecuciones, la válvula de aspiración queda estrangulada durante aquel periodo,

o la de escape se mantiene abierta más tiempo que el normal, con el fin de que la compresión comience cuando el pistón ha subido ya parte de su carrera y la presión final alcanzada sea menor que la normal.

Antes del arranque, cuando ha precedido un largo periodo de parada, se debe comprobar su correcto funcionamiento.

Las válvulas de arranque deben desmontarse cada cierto tiempo (ejemplo cada 6 meses), para limpiar bien sus piezas con petróleo y esmerilar los platos contra sus asientos. Este tipo de mantención es indicado por el fabricante del motor, o bien es determinado en forma práctica por los operadores.



A	Válvula de aire de partida (cilindro Nº1)
B	Válvula de aire de partida (cilindro Nº2)
C	Distribuidor de aire
D	Camones de distribución
E	Válvula piloto
F	Botella de almacenamiento de aire comprimido (25 - 30 bar)

Figura 3.3.- Sistema de arranque con aire comprimido sin inversión de marcha

Otro sistema característico es el que utiliza válvula de arranque de accionamiento automático con aire comprimido, como el mostrado en la figura 3.3 (pagina 88).

En este sistema el aire necesario para el arranque es suministrado por el depósito o botella de aire que se mantiene a la presión requerida por medio del compresor. Al accionar manualmente la válvula piloto, el aire comprimido invade las cámaras de compensación de las válvulas de arranque de los cilindros nº1 y nº2, al mismo tiempo que llega al distribuidor.

El distribuidor, a través de una de sus válvulas accionadas por el camon de distribución, permite el paso del aire que pasa a actuar sobre la válvula de arranque nº2, produciendo su apertura.

El aire que había estado actuando sobre la parte superior de la válvula de arranque nº1, y que a consecuencia del giro del motor cerró el distribuidor, es evacuado por el orificio que descubre el distribuidor.

Ahora bien, para hacer un estudio con respecto al calaje de la leva o camon que da origen a la abertura de la válvula de arranque ya sea en forma mecánica (mediante pulsador) o en forma automática (mediante aire comprimido) es de utilidad práctica el estudio del diagrama circular cuando las fases no se suceden en extremos bien definidos como ocurre en los diagramas teóricos, sino con adelantos y retrasos indispensables para el funcionamiento real o práctico entre los órganos de regulación, incluiremos la válvula de arranque dispuesta en la culata del cilindro, la cual como se ha señalado entra en servicio en sustitución o conjuntamente con la inyección y cuya misión es la de permitir la entrada del aire comprimido en el cilindro una vez finalizado el periodo de compresión.

En la figura 3.4 (pagina 90), se representado el diagrama circular práctico de un motor Diesel de cuatro tiempos, referido a la muñequilla del cigüeñal; el ciclo se completa en dos revoluciones correspondientes a las cuatro fases o carreras de trabajo, siendo sus valores prácticos de adelantos y retrasos los siguientes:

- Adelanto válvula de aspiración 15º P.M.A
- Retraso Válvula de aspiración 20º P.M.B
- Adelanto inyección de combustible 7º P.M.A
- Finalización inyección de combustible 40º P.M.A
- Adelanto válvula de escape 42º P.M.B
- Retraso válvula de escape 12º P.M.A

Es evidente que del diagrama circular únicamente nos sirve para orientar la realización practica de los órganos de regulación, toda vez que es el eje de camones quien determina oportunamente el accionamiento de las válvulas, de aquí que por tratarse de un motor de cuatro

tiempos haya que imprimirle un numero de revoluciones mitad del eje motor, de modo que en una revolución queden cumplidas todas las fases del ciclo de trabajo.

Para ello, conviene transformar la figura 3.4, en un diagrama circular de una sola revolución, que sirva de base para el estudio de los camones. Así se ha hecho en las figuras 3.5, en donde están señaladas las fases con ángulo de mitad valor, de manera que cada cuarto de giro o 90 grados de circunferencia corresponde a una carrera o tiempo del motor.

Con respecto a la fase de arranque o puesta en marcha, vemos en la figura 3.6, que la válvula de arranque se abre con adelanto respecto al punto muerto bajo, siendo estos valores angulares prácticos los siguientes:

- Retraso válvula de arranque 15º P.M.A
- Adelanto válvula de arranque 75º P.M.B

Correspondiendo la suma de ambos a un tercio de la carrera.

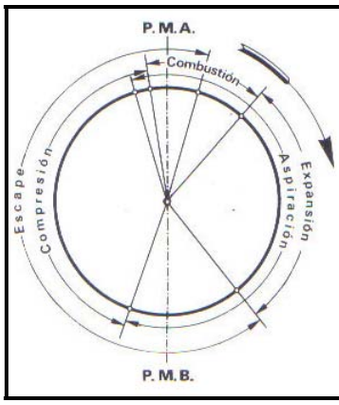


Figura 3.4

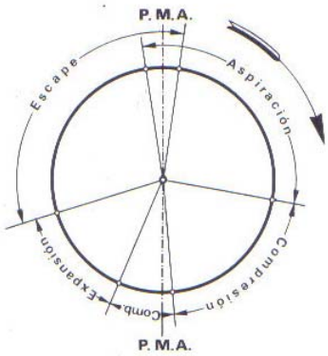


Figura 3.5

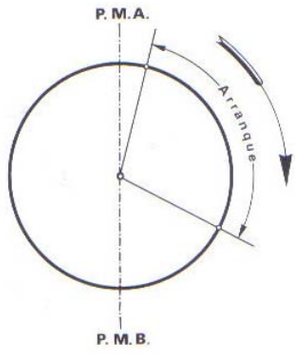


Figura 3.6

De acuerdo con todo lo expuesto se reproduce en la figura 3.7 (pagina 91), las dos revoluciones del diagrama circular del motor Diesel de cuatro tiempos, siendo el sentido normal de desarrollo de las fases el de la parte superior indicado por la flecha.

Junto al diagrama circular se hallan dibujados los camones de aspiración, combustibles, escape y arranque, obtenidos del modo ya explicado en la figura 3.5. El sentido de rotación de los camones es el indicado por las flechas para que las fases del diagrama circular se sucedan en el orden natural. Es decir, que los camones giran en sentido inverso a aquel con que se desarrollan las fases del diagrama circular, y así se suceden en el sentido y orden de las fases, que se corresponde con el sentido de rotación establecido.

El calaje de los camones en su posición relativa, se hace de manera que las fases se sucedan en el mismo orden que establece el diagrama circular.

Para que el sentido de rotación se invierta, las fases se deben suceder como se muestra en la figura 3.8. El sentido de rotación del eje de camones resulta invertido, así como el orden de los camones es distinto.

Vemos, pues, que las figuras 3.7 y 3.8 corresponden a dos motores no reversibles de cuatro tiempos, que por la disposición de sus camones poseen sentidos de rotación opuestos, y cuyos valores se han detallado y descrito de acuerdo con las normas prácticas que regulan los adelantos y retrasos de aperturas y cierres de las válvulas respecto a los puntos teóricos.

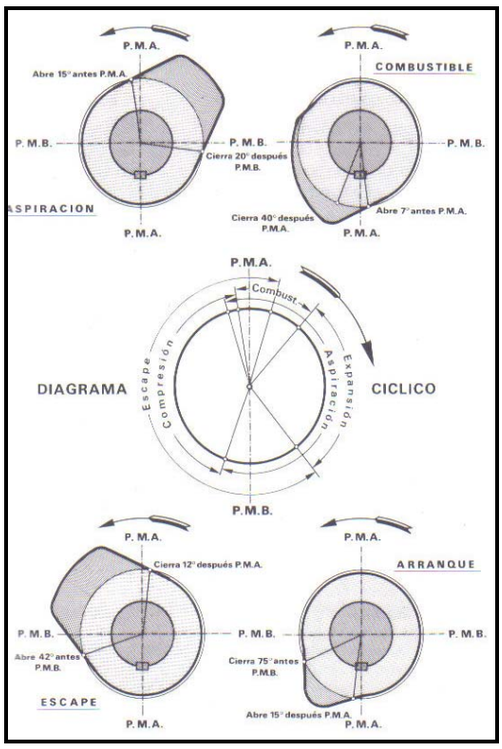


Figura 3.7.- Juego de camones de un motor de cuatro tiempos

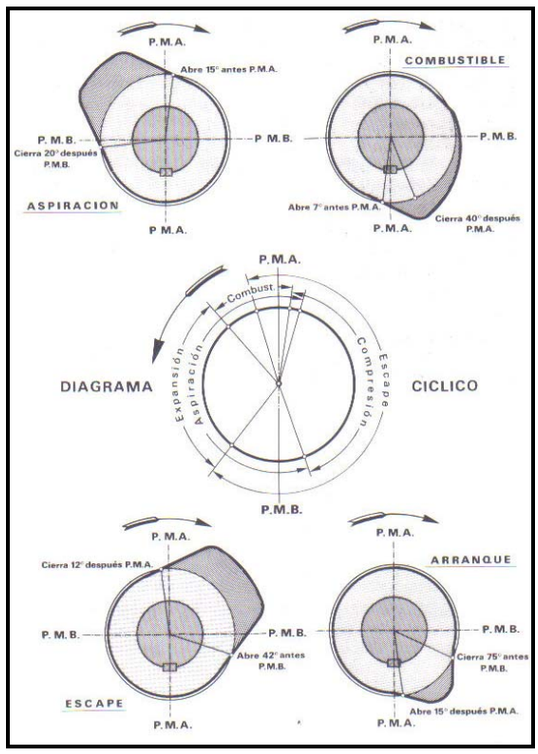


Figura 3.8- Juego de camones de un motor de cuatro tiempos

Examinando las exactas características de funcionamiento, vemos que la válvula de arranque debe actuar en la misma fracción del ciclo que el órgano de inyección de combustible. De aquí se deduce que al quedar en posición de trabajo la válvula de arranque, debe quedar inactiva la pulverización y a la inversa. El mismo sistema de maniobra debe dejar inactiva la bomba de combustible correspondiente a un cilindro cualquiera del motor, mientras trabaje o este situada en posición de trabajo la válvula de arranque del cilindro de referencia.

Los camones de combustible llevan siempre disposiciones para poder modificar a voluntad el adelanto a la inyección. Estas disposiciones consisten en hacer postizo el camon. De esta manera puede variarse el adelanto a la inyección de acuerdo con las necesidades observadas en la práctica.

La forma de los camones de aspiración y escape es muy distinta según la velocidad de giro del motor. En los motores lentos la cresta se limita por dos rectas tangentes, y su contorno

circular es concéntrico al eje, de forma que la válvula permanezca abierta durante una buena fracción de la carrera. En cambio, en los motores rápidos, debido a su aceleración, obliga a recortar su contorno haciéndolo mas suave con un radio máximo en el centro de la cresta, disminuyendo a uno y otro lado de la cresta.

Los camones van enchavetados en el eje de camones y con prisioneros roscador para evitar su desplazamiento axial. Generalmente se construyen de acero cementado que ofrece una superficie muy dura y resistente al desgaste.

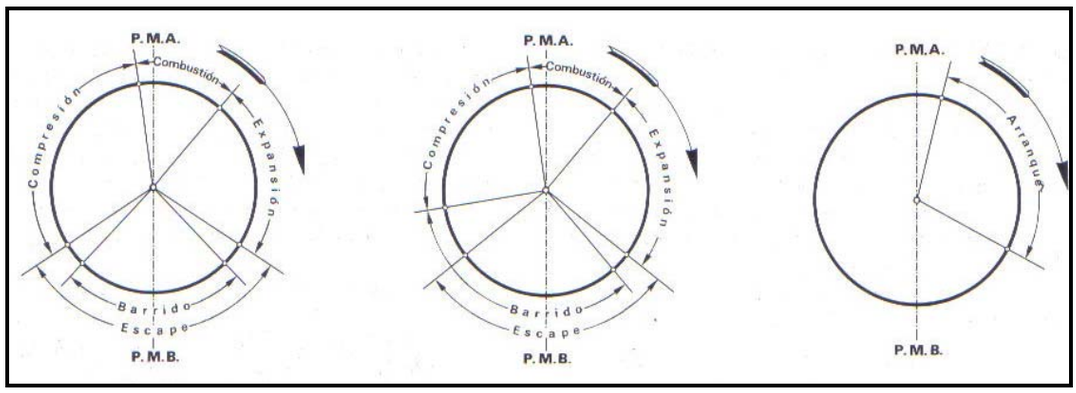


Figura 3.9 Figura 3.10 Figura 3.11

Cuando se trata de motores Diesel de dos tiempos, la fase de combustión es igual a la analizada en las figuras 3.7 y 3.8 (pagina 91), por lo que únicamente se considerara las fases de escape y barrido.

La consideración más importante que se ha de tener presente es que el eje de camones gira a la misma velocidad que el eje de cigüeñales, es decir que el eje de camones gira con igual número de revoluciones que el eje motor.

Como ya sabemos, en el motor de dos tiempos clásico, el mismo émbolo, en su fase descendente, descubre en las paredes del cilindro las galerías que comunican con el escape, y con un leve retraso las galerías a través de las cuales se produce el barrido.

El punto en que debe producirse la apertura se determina, naturalmente, en función del diagrama circular, y según los valores de ángulos en que se tengan en cuenta la relación entre biela y cigüeñal, es fácil obtener no solo la posición del émbolo en que se inicia la apertura del escape, sino también la sucesiva en que se inicia la apertura de las galerías o lumbreras de barrido.

Conviene tener presente los casos en los que el barrido se hace por medio de galerías, o bien cuando se hace por medio de válvula, es decir mediante galerías suplementarias gobernadas por una válvula.

Es evidente que en estos motores de dos tiempos, el mismo diagrama circular representara, a su vez, el del eje de camones.

a. Barrido con galerías. En la figura 3.9 (pagina 92), se ha representado este diagrama circular, cuyos valores prácticos son los siguientes:

- Adelanto galería de escape. 50º P.M.B
- Adelanto galería de barrido 40º P.M.B
- Retraso galería de barrido 40º P.M.B
- Retraso galería de escape 50º P.M.B

b. Barrido con válvulas o galerías suplementarias. La única diferencia consiste (Figura 3.10, pagina 92) en que el escape continua siendo simétrico, mientras que el barrido deja de serlo. Los valores prácticos son:

- Adelanto galería de escape 50º P.M.B
- Adelanto galería de barrido 40º P.M.B
- Retraso galería de barrido 50º P.M.B
- Retraso galería de escape 80º P.M.B

Con respecto al arranque se mantienen los mismos valores descritos en los motores Diesel de cuatro tiempos (Figura 3.11; pagina 92).

Se ha dibujado en las figuras 3.12 y 3.13, para ambos sentidos de giro, el diagrama circular representativo de la extensión angular correspondiente a los camones de mando de la bomba de combustible y arranque, que son los que intervienen directamente en la realización del ciclo.

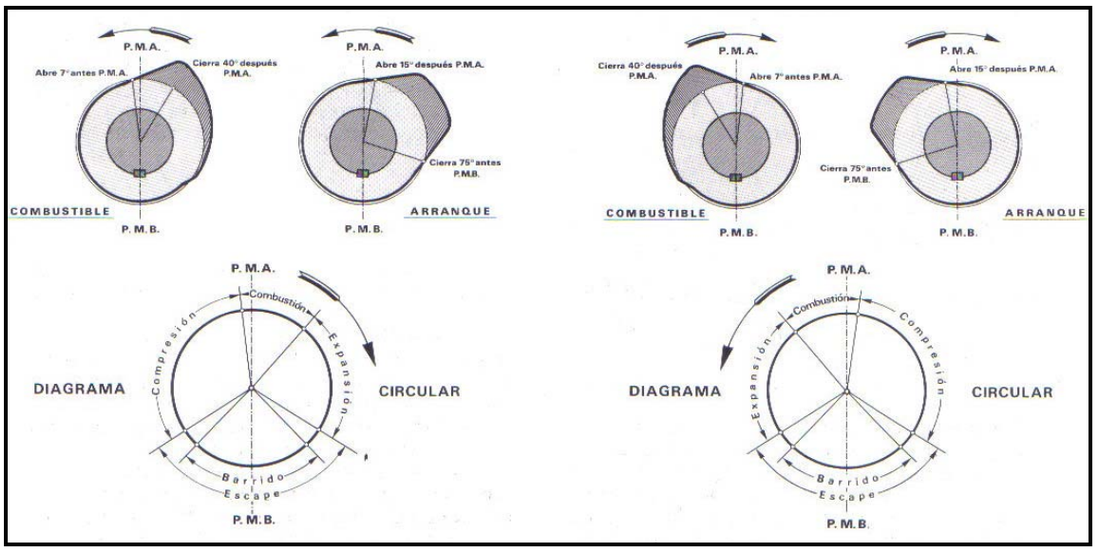


Figura 3.12.- Juego de camones de un motor de dos tiempos

Figura 3.13.- Juego de camones de un motor de dos tiempos

3.3.2.2 Sistema de arranque o puesta en servicio con inversión de marcha (caso de un motor reversible)

Los motores reversibles son empleados cuando las hélices son de paso fijo o de paso variable. Este tipo de motor presenta mayores dificultades para el arranque, en comparación con los motores no – reversibles, pues el motor tiene dos sentidos de giro y es necesario intervenirlo para invertir el orden de encendido. Estos motores marinos, por precisar una gran prontitud de maniobra, se los dota de válvula de arranque a todos de sus cilindros para asegurar la puesta en marcha cualquiera sea la posición de parada del motor.

a. Numero mínimo de cilindros que los motores reversibles deben poseer para arrancar con aire comprimido en cualquier posición

En los motores marinos es condición precisa que todos los cilindros estén provistos de válvulas de arranque para asegurar la puesta en marcha, cualquiera sea la posición de parada del motor. Por el contrario, en los motores auxiliares que no requieren tanta prontitud de maniobra, únicamente llevan válvula de arranque en algunos cilindros, y, en este caso, habrá que girar el motor hasta colocarlo en la posición de puesta en marcha, es decir, de manera que los cilindros que arrancan con aire estén en condiciones de recibirlo.

Antes de la puesta en marcha definitiva, se disminuirá en lo posible el par resistente que se opone al movimiento de giro del motor, para ello el elemento accionado por el motor deberá estar desacoplado o en caso contrario sin carga. Aunque esto no es posible cuando se trata de motores propulsores, no presentan mayores dificultades, toda vez que la hélice a pocas revoluciones produce relativamente poca resistencia.

Algunos motores están provistos de válvulas especiales de descompresión, que durante el arranque solo permiten en el cilindro una presión final de compresión inferior a la que se precisa para la combustión, facilitando con ello una mayor velocidad de giro del eje motor; una vez que se ha conseguido la velocidad precisa se deja de actuar sobre el sistema de descompresión, a fin de obtener la primeras combustiones del motor.

La duración de apertura de la válvula de arranque oscila entre 120º y 140º de ángulo de giro del cigüeñal para los motores de cuatro tiempos y de 100º a 120º para los de dos; Luego para que el motor de cuatro tiempos tenga al menos un cilindro en posición de arranque, es preciso que el número de cilindros que posean válvulas de arranque sea de 720 : 140 = 5.14, es decir seis cilindros como mínimo, o sea un cilindro más con objeto de ayudar al pequeño par de arranque que se manifiesta en el punto muerto alto, permitiendo que la puesta en marcha del motor en cualquier posición en que quede parado queda así perfectamente asegurada. Por las mismas

consideraciones que hemos hecho para los motores de cuatro tiempos, el número de cilindros necesarios para el arranque de un motor de dos tiempos seria de 360: 120 = 3. Sin embargo, para asegurar el arranque se aumenta también en uno los cilindros disponibles, y así vemos que muchos motores marinos de dos tiempos están constituidos por agrupaciones de cuatro cilindros, todos ellos dotados de sus respectivas válvulas de arranque.

b. Par motor de arranque

El esfuerzo necesario para el arranque depende de la cilindrada del motor. Una considerable parte del esfuerzo que se requiere para el arranque, se emplea en la rotura de la película de aceite. En efecto, cuando se esta poniendo en marcha el motor, disminuye gradualmente, y por lo general a los pocos minutos alcanza un valor estable.

El par de arranque ha de ser suficientemente elevado para que pueda vencer las resistencias a la puesta en marcha, siendo conveniente que la duración de la fase de arranque en los cilindros que están en condiciones de hacerlo tengan el máximo valor posible, con objeto de conseguir un par de arranque elevado, despreciando el aprovechamiento que supone la expansión del aire dentro de los cilindros, es decir, que la entrada del aire se produzca durante toda la carrera de trabajo, hasta que se inicie la apertura de la válvula o galería de escape.

En la figura 3.14, (pagina 96), se ha determinado la presión efectiva media de trabajo para cuatro presiones diferentes de puesta en marcha, en función de la duración en grados de ángulo de giro del cigüeñal motor.

Un motor Diesel, por ejemplo, que haya de ser puesto en marcha , su resistencia media al giro sea de 10 kg/cm^2, bastara, según se desprende de la figura 3.14 (pagina 96), una duración en grados de ángulo de giro de 44º a 30 kg/cm^2, o de 83º a 20 kg/cm^2.

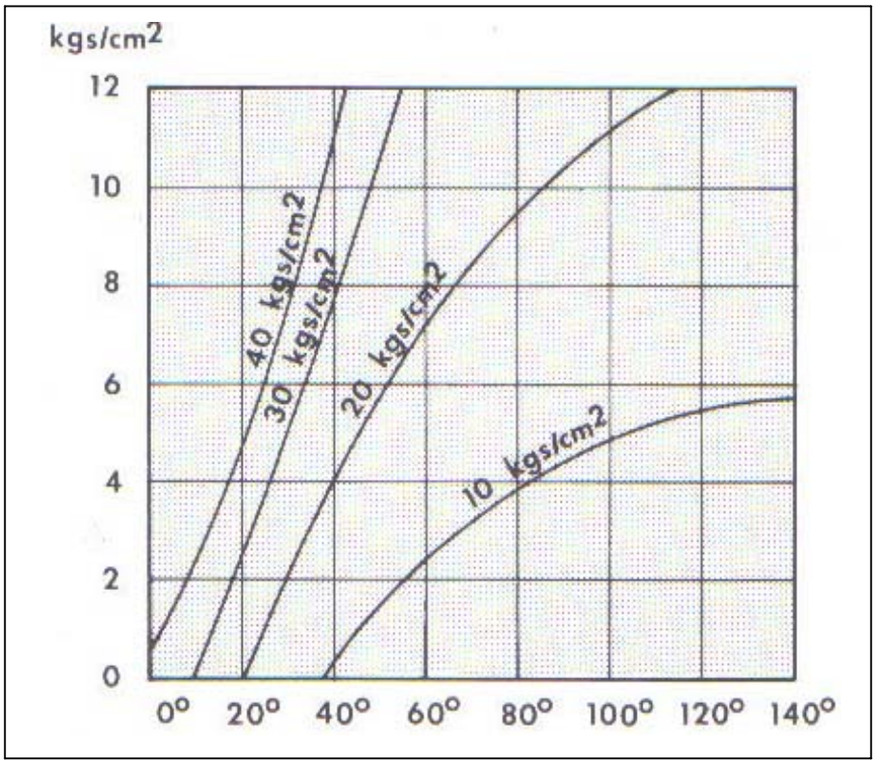


Figura 3.14.- Presión efectiva media de trabajo para cuatro presiones diferentes de puesta en marcha, en función de la duración en grados de ángulo de giro del cigüeñal motor.

c. Sistema de maniobra

El sistema de maniobra que se describe a continuación corresponde al de un motor ***M.A.N "tipo KZ".*** En él se encuentran alojados todos los dispositivos necesarios para dirigir, bloquear e indicar las operaciones de arranque, parada e inversión (figura 3.15, pagina 99).

- **Mecanismo de maniobra:** con el volante a mano de maniobra (1) se dirigen los tres procesos necesarios para maniobrar el motor, es decir: reversión, arranque y regulación del grado de admisión de combustible. El volante de maniobra (1) puede girar un ángulo de 180º. Este volante esta fijado a un eje de camones o también llamado de maniobras (2), cuyos camones accionan 3 válvulas que están situadas conjuntamente en un bloque de válvulas debajo en él. Al final de dicho eje esta situada una manivela (3), que acciona el varillaje de regulación del grado de admisión de las bombas.

- **Proceso de inversión:** La inversión se verifica por el desplazamiento axial del eje de camones. El émbolo (28) accionado por el aceite a presión desplaza el eje de camones, colocando los correspondientes camones para "marcha avante" y "marcha atrás"

respectivamente, debajo de los rodillos de accionamiento de las bombas de combustibles y de las válvulas de mando de arranque (válvula piloto de aire de partida).

Durante la inversión se comprime el embolo (31) que mantiene fijo el eje de camones en sus posiciones finales, al mismo tiempo que se acciona el varillaje (32) para el bloqueo del volante de maniobras durante el proceso de inversión.

Al girar el volante de maniobra (1) desde su posición de “PARO” a la zona de “INVERSION”, se produce la apertura de la válvula (8) por medio del camón (5). Con ello se consigue que el aire de mando procedente de la válvula de arranque principal se dirija primero hacia la válvula de conexión o de paso múltiple (12), la cual, según la posición que ocupe, dejara pasar el aire hacia la tubería que va al deposito de aceite “marcha avante” o a la de “marcha atrás”.

El aire de mando según la posición de dicha válvula, pasa hacia el respectivo deposito de aceite presionando este sobre la correspondiente cara del embolo (28) el mecanismo de inversión, desplazando el eje de camones en un sentido u otro. El aceite que se encuentra en la otra cara del embolo es devuelto a su correspondiente deposito, siendo evacuado a la atmósfera a través de la válvula de paso múltiple, el aire que se encuentra en él.

Para evitar, que debido a un movimiento demasiado rápido del volante de maniobra durante la inversión, se llegue a proporcionar al motor aire de arranque, antes de que todo el proceso de la inversión se haya realizado, que tendría como consecuencia la rotura del accionamiento de las bombas de combustible, esta provisto el mecanismo de bloqueo del volante de maniobra.

Este consiste, en esencia en una reconducción del movimiento del embolo de mando (28) de la inversión, que bloquea al volante de maniobra todo el tiempo que sea necesario, hasta que la inversión se halla realizado por completo. En la palanca (30) esta articulada una varilla de transmisión (32), la cual soporta al mismo tiempo el indicador (33) de la posición del mecanismo de inversión. Esta varilla (32) acciona una palanca de bloqueo (34) que se introduce en la muesca del disco de bloqueo (4) impidiendo el movimiento del volante de maniobra.

- **Proceso de arranque:** En la posición de “PARO” del volante de maniobra (1) se encuentra la válvula (9) abierta y la (10) cerrada. Con ello esta la cámara superior de la válvula de arranque principal llena de aire, por lo que dicha válvula se mantiene cerrada. Cuando el proceso de inversión ha terminado se puede seguir girando el volante de maniobra hacia la posición de “ARRANQUE”, dando lugar a que se cierre la válvula (9) y se abra la (10). Como consecuencia de ello se vaciará de aire la cámara superior de la válvula de arranque principal, permitiendo que esta se abra y pase el aire a actuar sobre las válvulas piloto de arranque y válvula de arranque. Iniciándose por la acción de dicho aire el giro del cigüeñal.

Ahora bien, con lo expuesto se puede observar, que cuando el volante de maniobra precise pasar de la posición de “MARCHA” a la de “PARO”, es decir, en sentido de retroceso, se abrirá por poco tiempo la válvula (10) cerrándose la (9), produciéndose la apertura momentánea de la válvula de arranque principal (24) y recibiendo por lo tanto los cilindros aire de arranque.

En evitación de ello, el camón (7) que acciona la válvula (10), se dispone sobre el eje axialmente desplazable, de tal manera, que cuando el volante de maniobra gira en el sentido inverso, encaja un diente vertical (40), fijo a la carcasa sobre la superficie helicoidal de deslizamiento del camón, obligándolo a desplazarse axialmente y por lo tanto a ponerse fuerza del campo de accionamiento de la válvula de mando (10), hasta que el volante se encuentra de nuevo en la posición de “PARO” ya que entonces el diente (40) se separa automáticamente de la superficie de deslizamiento, con lo que el camón vuelve a su posición de partida.

- **Regulación de la admisión de combustible:** En el periodo de “ARRANQUE” es accionado el varillaje de regulación de la admisión de combustible por medio de la manivela (3) situada en el extremo libre del eje del volante de maniobras, de forma que los cilindros reciben al mismo tiempo aire de arranque y combustible. Siguiendo girando el volante de maniobras (1) no se producirá ningún proceso nuevo en la maniobra o mando del motor, sino que solamente se ira progresivamente aumentando el “grado de admisión” de combustible del motor. La escala del “grado de admisión” de combustible en el volante de maniobras se extiende desde 0º hasta 120º. El volante de maniobras se deja bloquear con el pasador superior. La varilla de transmisión esta provista de un hojal terminal (15). El resorte de retención (14) actúa de forma que entre la palanca de unión de las varillas (13) y (16) y el anteriormente mencionado hojal existía siempre un contacto efectivo. Si por medio del volante de maniobras se da un grado de admisión mayor, tendremos que el resorte (15) se tensará poniendo el varillaje de la transmisión bajo la acción de su fuerza de atracción, proporcionando de esta forma un contacto o unión efectiva entre la palanca y el extremo superior del hojal (15), como se ha indicado.

  Así pues, tenemos que si en un momento dado el motor llega a sobrepasar la velocidad para la que está ajustado el regulador de velocidad presionara inmediatamente el servomotor sobre el varillaje de regulación de la admisión de combustible, en la dirección de “admisión cero”, deslizándose el perno de la palanca de unión entre (13) y (16) por el susodicho hojal (15) hacia abajo, sin que el volante de maniobras llegue a moverse.

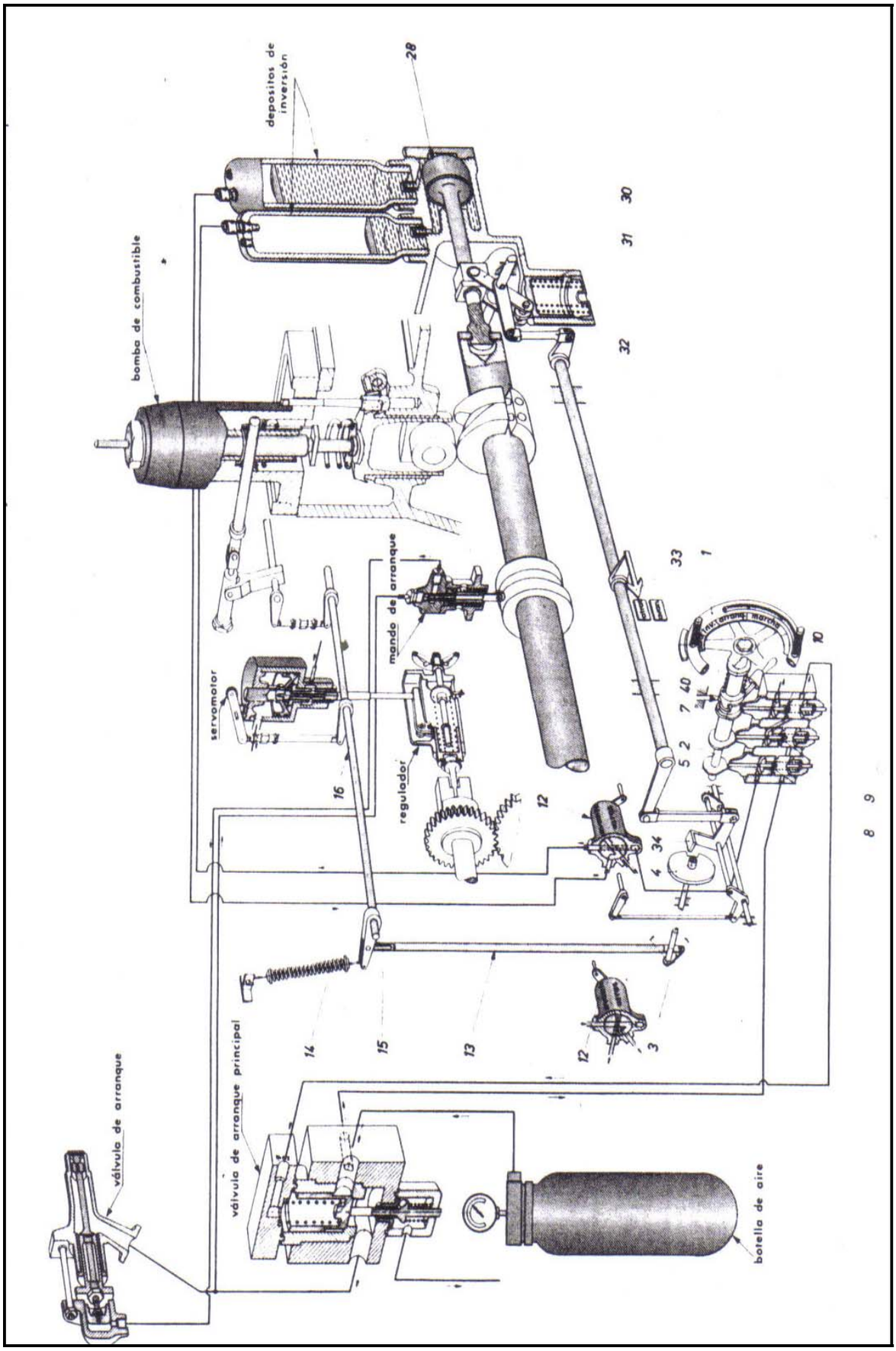


Figura 3.15.- Sistema de maniobra motor M.A.N “TIPO KZ”

Al estudiar los motores no reversibles, hemos visto que el sentido de rotación de su eje de cigüeñal depende de la disposición de los camones, de manera que según como se hallen calados en el eje, se obtenga un sentido se giro que suponemos para la marcha avante dextrorso, es decir, según las manecillas del reloj, y contrario en la marcha atrás.

De lo dicho se deducen dos medios para obtener la inversión del sentido de rotación de su eje principal.

1. Sustituir el eje de camones para la marcha avante por otro de marcha atrás, o por lo menos por otra serie de camones montada en el orden de atrás al mismo eje.
2. Invertir esta relación girando el eje de camones sobre si mismo un cierto ángulo.

Con la primera solución el eje de camones cambia de sentido y debe sustituirse el sistema de camones avante por otro atrás, o sustituir totalmente el eje por otro.

La solución mas comúnmente adoptada, es la de modificar la rotación relativa utilizando un eje único y hacerlo girar en los dos sentidos opuestos, pero sustituyendo el sistema de camones por otro.

Para conseguir una u otra marcha son necesarios dos juegos de camones de forma y calaje apropiado, para utilizar uno de los juegos en marcha avante y el otro en marcha atrás. Generalmente se hace doble cada camon, como se presenta en la figura 3.16, correspondiendo cada uno a una misma válvula.

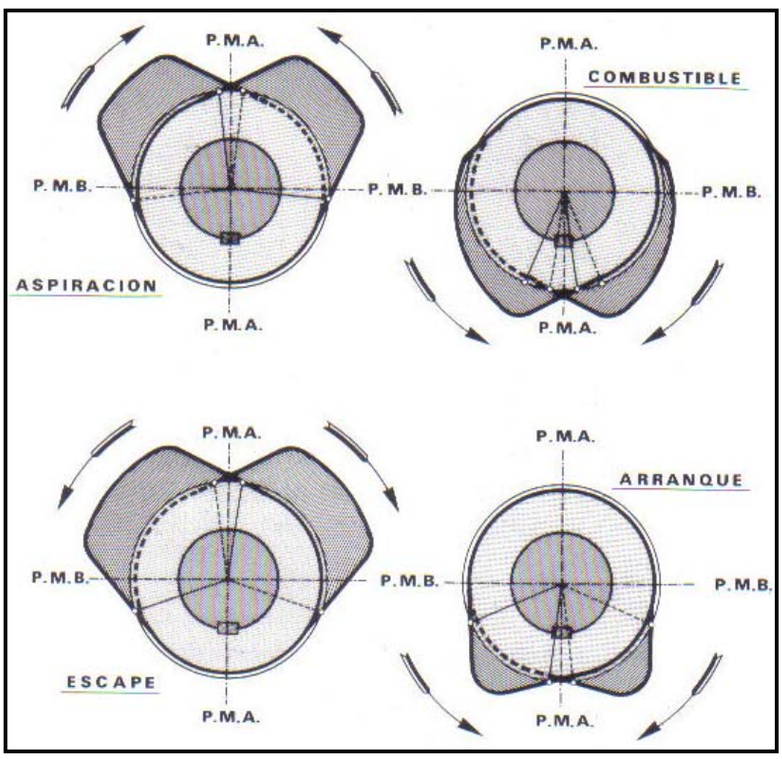


Figura 3.16.- Juego de camones para un motor reversible de cuatro tiempos

Es fácil ver, que todo se reduce a sustituir un juego de camones por otro para lograr el sentido de marcha deseado. Esto exige que los camones que han de regular las aperturas y cierre de las válvulas tengan la posición adecuada da manera permanente, con el fin de que las fases se produzcan con la debida sucesión en el sentido prefijado, así como en el mismo orden, duración y ángulo de calaje para el sentido contrario.

Siempre refiriéndonos a los cuatro camones principales de aspiración, combustible, escape y arranque, se ha representado en la figura 3.17, dos series distintas de camones, cuyos resaltes se proyectan en el mismo plano en la figura, pero se hallan situados en planos diferentes y cada uno de ellos actúa el correspondiente rodillo de accionamiento.

Quiere decir, que según utilicemos una u otra serie de camones obtendremos la marcha avante o la marcha atrás.

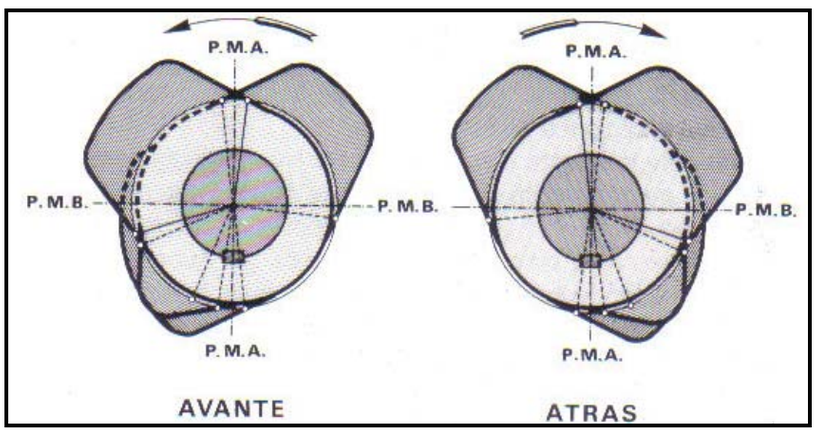


Figura 3.17.- Diagrama representativo de las posiciones relativas de los camones de marcha avante y atrás, en un motor de cuatro tiempos.

Para los motores de dos tiempos, el problema de la inversión es algo más simple, al quedar reducidos los órganos del gobierno a la combustión y el arranque.

Puesto que como sabemos los motores de dos tiempos se construyen exclusivamente con distribución de galerías o lumbreras comandadas por el propio émbolo, se comprende que los periodos del escape y el barrido quedan siempre situados correctamente en el curso de los ciclos de trabajo del motor, cualquiera que sea el sentido de giro del mismo. Por ello, únicamente hay que considerar los camones de combustible y de la puesta en marcha o arranque.

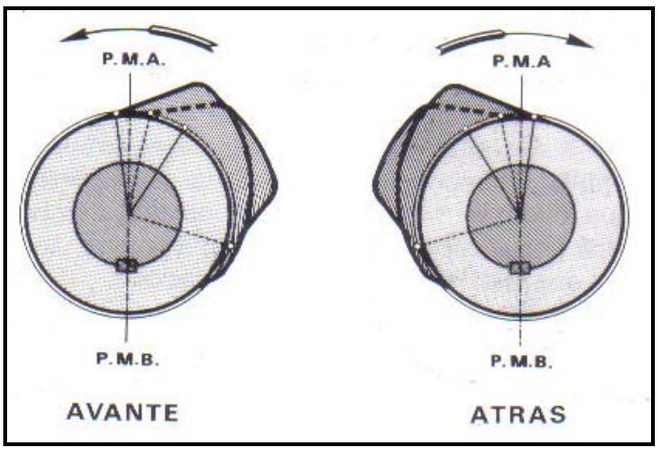


Figura 3.18.- Diagrama representativo de las posiciones relativas de los camones de marchas, avante y atrás, en un motor de dos tiempos.

La figura 3.18, corresponde a un doble juego de camones, uno para cada sentido de marcha. La fase de arranque, aunque sustituye a la inyección, no tiene sus mismas características, pues se inicia con un retraso respecto al punto muerto alto, en lugar del adelanto a la inyección, y tiene una duración generalmente mayor que la fase de la combustión.

Los camones de combustibles van provistos de dispositivos apropiados para poder modificar a voluntad el adelanto a la inyección, haciendo postizo el trozo de camon que actúa sobre el rodillo, de manera que se pueda variar el adelanto a la inyección de acuerdo con las necesidades prácticas.

3.4 Equipo de emergencia de aire comprimido

El equipo de emergencia de aire comprimido esta formado por un compresor de aire de emergencia y su respectivo depósito de emergencia. Dicho compresor puede ser del tipo de cilindro único, de doble etapa de compresión, accionado por un motor Diesel pequeño o puede ser del tipo manual, mientras que el tamaño del depósito de emergencia debe ser el suficiente para suplir las necesidades básicas de él o los motores generadores.

El compresor de aire de emergencia entra en servicio cuando existe una disminución excesiva de aire en el depósito principal, suministrando la cantidad de aire necesario para la puesta en servicio de los motores generadores.

CAPITULO IV

Consideraciones generales para el cálculo de los elementos que conforman el sistema de aire comprimido en una sala de máquinas

4.1 Generalidades

Durante el diseño de la planta de potencia o sala de máquinas de un buque uno de los tantos trabajos que se deben realizar es el diseño de la planta de aire comprimido. En el siguiente capítulo se desarrolla a modo de ejemplo el cálculo de los elementos necesarios que conforman el sistema de arranque con aire comprimido para el un motor propulsor principal, cumpliendo con los requerimientos básicos que se especifican en el reglamento bajo el cual se calcula, diseña y construye

Es de suma importancia tener presente que un motor Diesel marino requiere de grandes cantidades de aire para tener una adecuado funcionamiento, además, los motores generadores y demás artefactos presentes en la sala de maquinas también consumen dicho fluido, al igual que las personas que operan dicha sala de máquinas.

Todos los cálculos que se realizan en este capítulo están en función de un motor propulsor base (**tipo: B&W 6L55GF**). En el inicio de los cálculos se procede a determinar la cantidad de aire mínimo requerido en la sala de máquinas para el funcionamiento correcto de todos los artefactos allí presentes (Desarrollados bajo el reglamento de la sociedad de clasificación Germanischer Lloyd), para posteriormente proceder a calcular los elementos básicos que conforman el sistema de arranque con aire comprimido para el motor principal (Desarrollados bajo el reglamento de la sociedad de clasificación Lloyd Register of Shipping). Cabe destacar que algunos de los cálculos que se realizan en este capitulo están en base a supuestos, los cuales se explican a su debido tiempo.

4.2 Suministro de aire y ventilación en la sala de máquinas.

4.2.1 Sistema de toma de aire

La función del sistema de toma de aire es proporcionar un suministro adecuado de aire limpio y seco con el mínimo de restricción de corriente y sin un aumento excesivo de la temperatura, además de mantener un ambiente confortable para el personal que opera en la sala de máquinas.

El proyectista de un sistema de ventilación para la sala de máquinas de un buque, está enfrentando a tres tareas principales, las cuales deben ser cumplidas para obtener un resultado satisfactorio en el funcionamiento de la maquinaria, estas tareas son:

1. Proporcionar un medio ambiente suficiente, el cual permita que la maquinaria y equipamientos funcionen apropiadamente dando así como resultado una larga vida de servicio. Entre la maquinaria que necesita de ventilación en una sala de máquinas podemos citar: motor principal, motores auxiliares, compresores de aire, caldera auxiliar, motores eléctricos, alternadores, etc.

2. Proporcionar un medio ambiente suficiente, en el cual el personal que opera pueda trabajar confortablemente de modo que no sufra ninguna molestia por altas temperaturas y malos olores de gases que se escapan por la combustión.

3. Dispersar las pérdidas de calor emitidas por todos los motores de combustión interna y demás equipos y sistemas mediante extractores.

Los motores marinos con filtros de aire y silenciadores montados en el motor normalmente aspiran aire desde la sala de máquinas. Las salas de máquinas con ventilación de corriente natural deben tener aberturas de ventilación de tamaño y ubicación adecuados para asegurar un amplio suministro de aire a una temperatura razonable al motor y para llevar lejos el calor rechazado por la maquinaria dentro de la sala de máquinas. La zona de ventilación de entrada deberá ser por lo menos 3.32 cm^2 por HP y la zona de salida por lo menos 1.61 cm^2 por HP.

Todo diseño de sala de máquinas deberá contemplar las temperaturas máximas admisibles respecto a las instalaciones eléctricas, no debiendo sobrepasar donde quiera que opere el buque los 45ºC. Así como también la diferencia entre la temperatura del exterior e interior de la sala de máquinas no excederá los 15ºC.

Se puede ayudar a mantener las temperaturas razonablemente bajas en la sala de máquinas, aislando tantas superficies calientes como sea posible, también puede ser necesario instalar un extractor de aire caliente sobre la cubierta del motor, para retirar el aire caliente y enrarecido de la sala de máquinas, particularmente en las embarcaciones de baja velocidad.

Una manera efectiva de proveer aire de admisión del motor y buena ventilación a la sala de máquinas, es usando sopladores o ventiladores de suministro de aire, que soplan aire del exterior a través de ductos hacia el interior de la sala de máquinas. La ubicación correcta de los sopladores y las lampas de entrada de aire, proveerán aire fresco para el consumo del motor, y sacarán el aire caliente del motor.

Con objeto de asegurar la mejor utilización posible de la combustión interna del motor, los cilindros deberán ser llenados completamente con aire atmosférico puro. Es por lo tanto muy importante que la cantidad de aire suministrado al interior de la sala de máquinas sea suficiente para prevenir el vacío en la cámara, y que la temperatura del aire circundante sea tan baja como sea posible. Además con el propósito de crear una razonable condición de trabajo sin sobrecargar sus funciones fisiológicas, y el aire suministrado por lo tanto deberá estar libre de vapores de aceite y otras sustancias dañinas, tanto como sea posible.

Sobre la base de estos requerimientos, el número de ventiladores que serán requeridos así mismo como su capacidad y arreglo varían considerablemente de caso en caso, dependiendo de condiciones específicas como: Capacidad y ubicación de los motores, dimensiones y forma de la sala de máquinas, y cada instalación por lo tanto presenta un problema que requerirá una solución propia.

En resumen podemos decir que en los modernos sistemas de ventilación se arreglan dos plantas independientes, que en suma cumplen con el objetivo global, una planta de ventilación para la maquinaria en general, en el cual el objetivo principal es suministrar la cantidad de aire fresco necesario para los motores principales, auxiliares y equipos adicionales, como compresores de aire de partida, calderas, etc. La otra es la planta para el confort de la sala de máquinas, la cual suministra aire fresco a los lugares o distintas cubiertas de la sala de máquinas donde el personal opera y trabaja. (Taller mecánico, pañoles de repuestos, sala de control, taller eléctrico, sala de purificadores, etc.).

4.2.2 Ventilación de la maquinaria.

La ventilación de las maquinarias es asistida por un número de ventiladores de flujo axial, los cuales deben ser también diseñados y ubicados de modo de descargar el aire en un chorro definido, en un amplio rango sobre la superficie del motor. Así la corriente sigue el sendero más corto posible a la abertura de entrada del aire de admisión del motor y consecuentemente llega allí a la temperatura más baja posible. Como el aire no puede ser lanzado directamente desde los ventiladores a la superficie del motor, es llevado por un corto conducto a un punto tan cerca, en donde el aire puede ser llevado y descargado al área deseada.

Como los ventiladores deben ser operados a presiones totales bajas, el nivel de sonido y consumo de potencia serán apreciablemente reducidos.

4.2.3 Ventilación para el confort de la sala de máquinas.

El confort de la planta es asistido por uno o dos ventiladores centrífugos instalados en el compartimiento de ventiladores. Desde estos, el aire es distribuido a altas velocidades por un sistema de ductos de aire a los lugares de trabajos, así como a los espacios subordinados de la

sala de máquinas. El aire es descargado por un chorro limitado a través de lampas de ventilación, las cuales pueden ser ajustadas para proyectar el flujo de aire a cualquier dirección deseada.

Como el suministro de aire fresco está concentrado alrededor de lugares donde el personal operará normalmente, este sistema da condiciones de trabajo altamente mejoradas comparado con plantas convencionales de ventilación por corriente natural, como; limpieza, aire fresco para respiración y la temperatura más baja posible.

El sistema de tuberías o ductos de aire es construido de tubos *spiroduct* (espiro tubos), que son una serie de tubos de lata delgada con dispositivos de herraje especiales, por medio de los cuales el sistema de tuberías puede ser ensamblados fácilmente y en forma rápida. Los accesorios estandarizados hacen el sistema tan flexible que el problema de instalación es reducido al mínimo.

Como la cantidad de aire suministrado para el confort de la planta es relativamente pequeño y el aire es llevado por las tuberías a altas velocidades, las dimensiones del tubo resultan pequeñas, no debiendo ser una dificultad para su ubicación.

4.2.4 Cálculo de volumen de aire requerido en la sala de máquinas.

La cantidad total de aire “Q” para ser distribuido a la sala de máquinas depende principalmente de la potencia indicada (IHP) de los motores, y puede ser calculada por la siguiente fórmula:

$$\mathbf{Q = 1.25\left\{\ 8\ IHP\ (motor\ princ.)\ +6\ IHP\ (motor\ aux.)\ \right\}\ m^3/hora}$$

Donde la cantidad dentro del paréntesis indica el consumo de aire de todos los motores, se considerara un 10% más respecto a los equipos adicionales (compresores de aire de partida, calderas, etc.) y por disipación de calor producido por los mismos. (Según casa de clasificación Germanischer Lloyd; Sección B: Regulations for particular ship spaces and installations)

Para el diseño de una planta de potencia de un buque del tipo bulk carrier, cuya planta propulsora tiene las siguientes características:

- **Características de la planta propulsora**

Nombre	***Cant.***	***Tipo***	***Capacidad***	***Manufacturado***
Motor Principal	*1*	*B&W 6L55GF*	*6 cilindros x 550 mm de diámetro x1380 mm de carrera* *M.C.O* *8000 BHP x 150 r/m*	*Mitsui Shipbuilding & Engeneering Co., Ltd*

Por lo tanto, una vez conocidas las características principales de la planta propulsora, se procede a realizar el cálculo antes mencionado.

IHP = 1,17 * BHP

BHP = 8000 (Motor principal)

BHP = 1800 (Motores generadores, se obtiene sumando las potencia de c/u de ellos)

IHP = 1,17 * 8000 = 9360 (Motor principal)

IHP = 1,17 * 1800 = 2106 (Motores generadores)

Por lo tanto, de la ecuación para el cálculo de aire requerido en la sala de maquinas se obtiene:

$$Q = 1{,}25 \left\{ 8 * 9360 + 6 * 2106 \right\} m^3/hora$$

$$Q = 1{,}25 * 87516 \ m^3/hora$$

$$Q = 109395 + 10\% \ m^3/hora$$

$$Q = 120335 \ m^3/hora$$

Este valor representa la cantidad de aire requerido por la sala de máquinas, el cual será distribuido por el sistema de ventilación, para así lograr el óptimo funcionamiento de todos sus componentes. Además debe tenerse en cuenta que dependerá de cada caso específico; como la ubicación de los motores, la forma y arreglo de la sala de máquinas, el número de lugares de trabajo, etc.

Q = Corresponde al flujo de aire necesario para el funcionamiento de los motores principales, auxiliares y sus respectivos equipos.

Q_p = 0.2 * Q. = Confort del personal que trabaja en la sala de máquinas.

Q_p = 24067 m^3/hora

$$Q_T = Q + Q_P = 120335 \ m^3/hora + 24067 \ m^3/hora$$

Q_T = 144402 m^3/hora Flujo total necesario en la sala de máquinas.

A modo de dar mayor claridad al lector, en el diagrama 2 (pagina 108) se realiza un resumen de los cálculos realizados para la determinación del caudal total de aire requerido en la sala de maquinas.

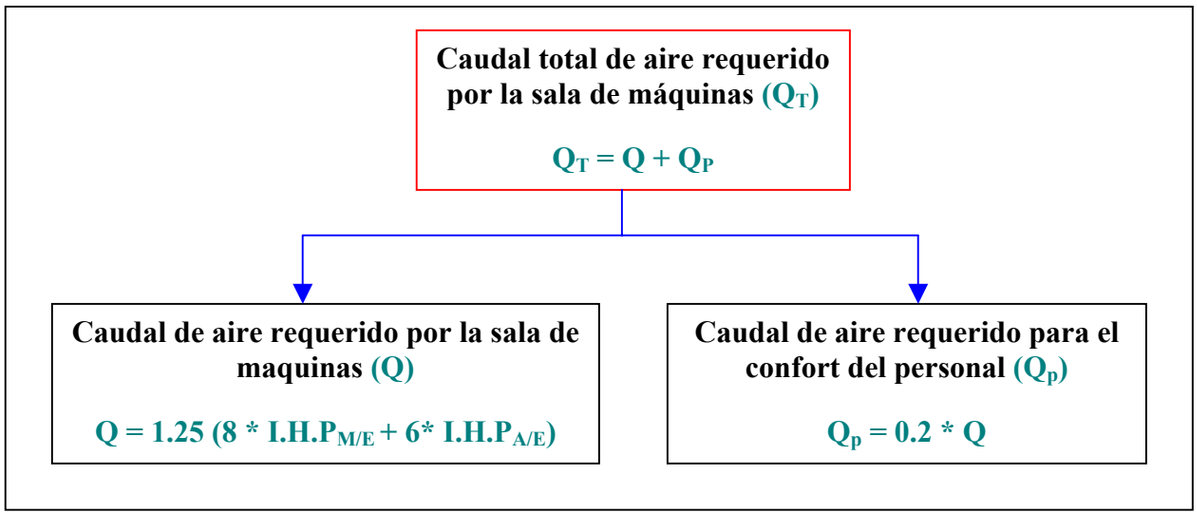


Diagrama 2.- Proceso de determinación del caudal total de aire requerido por la sala de maquinas.

4.2.5 Cálculo de ventiladores y extractores de aire en la sala de máquinas.

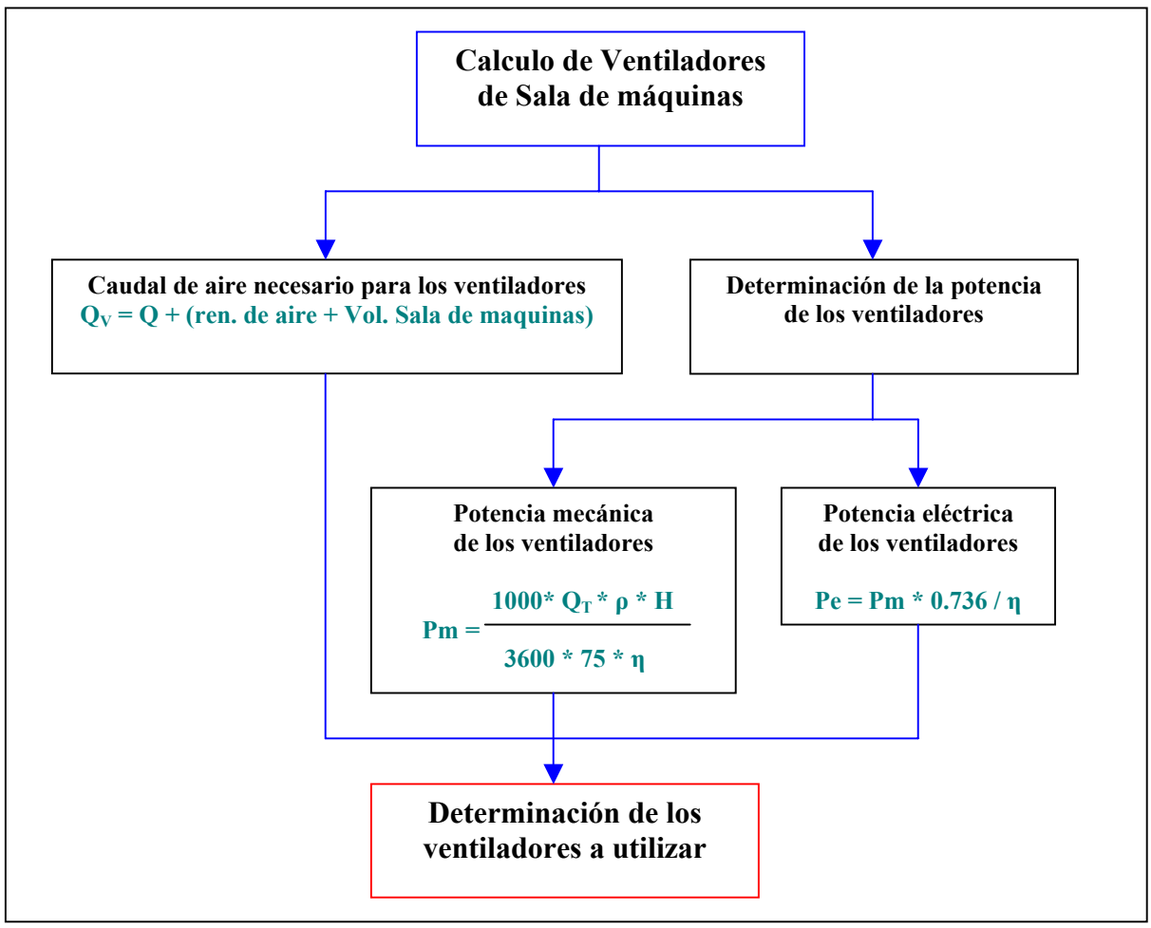


Diagrama 3.- Procedimiento para la determinación de los ventiladores a utilizar.

El equipo de ventilación de la sala de máquinas esta constituido por dos ventiladores, los cuales tendrán por objetivo proporcionar aire tanto a los motores principales como a los motores auxiliares.

Dada la cantidad de aire calculada anteriormente "Q" y suponiendo 30 renovaciones de aire a la hora, para un volumen de sala de máquinas de 4.000 m^3, tendremos un caudal necesario.

A. Caudal de aire necesario para el cálculo de los ventiladores (Q_v)

El Caudal total de aire necesario, para él calculo de los ventiladores "Q_v" para ser distribuido a la sala de máquinas se puede obtener de la siguiente manera:

$$Q_v = Q + (\text{renovaciones de aire} * \text{volumen sala maquinas})$$

Siendo Q = cantidad de aire requerido por la sala de maquinas

$$Q_v = 120335 \ m^3/\text{hora} + (30 * 4.000)$$

$$\mathbf{Q_v = 240335 \ m^3/hora}$$

B. Cálculo de potencia para los ventiladores.

1. Potencia mecánica:

$$P_m = \frac{1000 * Q_T * \rho * H}{3600 * 75 * \eta} \quad (HP)$$

Siendo:

Q_T = caudal total en m^3/hora.

ρ = densidad del fluido en Ton/m^3

H = presión en m.c.a

η = rendimiento mecánico.

Se supone para los ventiladores un rendimiento del 0.80 y para un motor eléctrico de 0.85.

$$P_m = \frac{1.000 * 144402 * 1.293 * 10^{-3} * 40}{3.600 * 75 * 0.80} \quad (HP)$$

$$\mathbf{P_m = 35.57 \ (HP)}$$

2. Potencia eléctrica:

$$P_e = \frac{P_m * 0.736}{\eta} \quad (kW)$$

$$P_e = \frac{35.57 * 0.736}{0.85} \quad (kW)$$

$$\mathbf{P_e = 30.79\ (kW)}$$

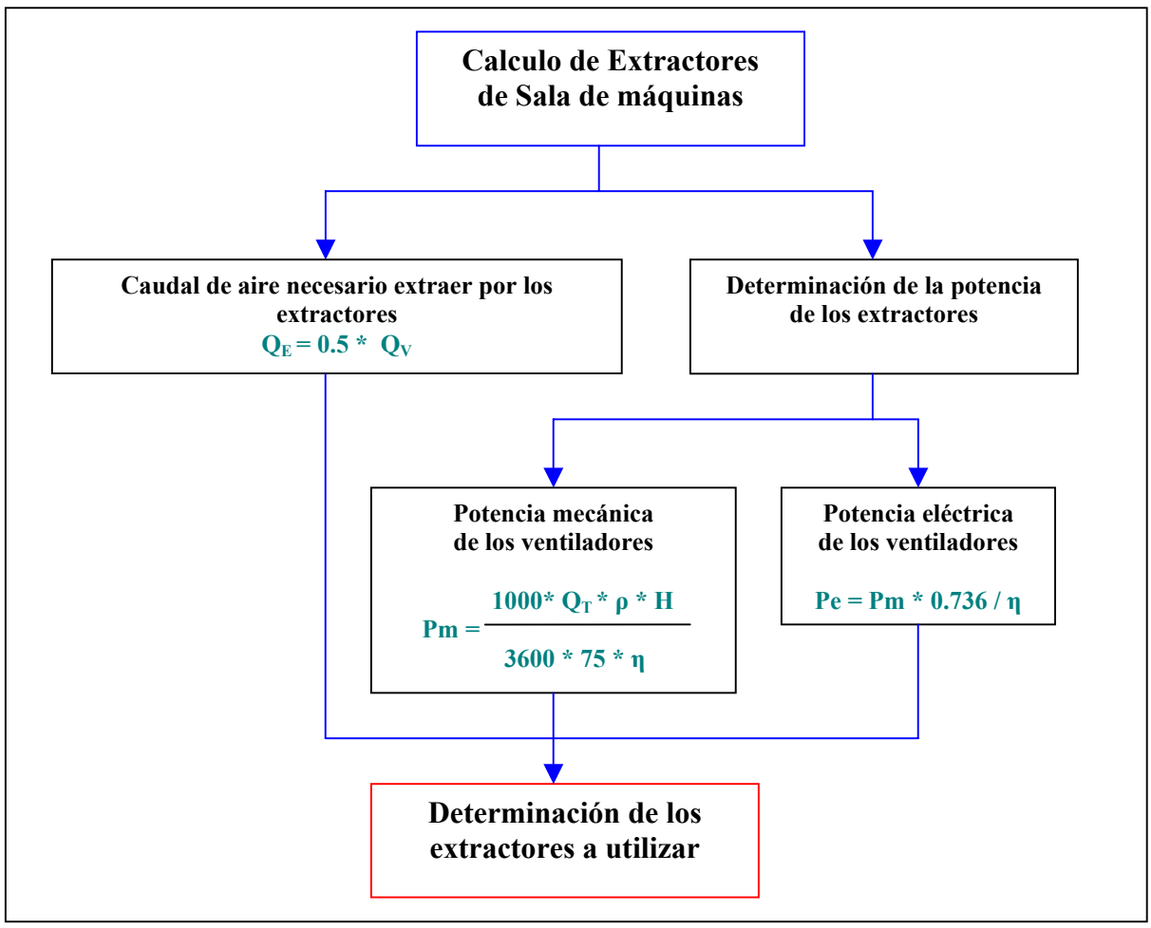


Diagrama 4.- Procedimiento para la determinación de los extractores a utilizar.

C. Caudal de aire necesario para el cálculo de los extractores (Q_E)

Para la determinación de este caudal se estima que la cantidad de aire a extraer de la sala de máquinas corresponderá al 50% del volumen del aire introducido, por lo tanto, se obtiene:

$$\mathbf{Q_E = 0.5 * Q_V}$$

$$\mathbf{Q_E = 120168\ m^3/hora}$$

D. Cálculo de potencia para los extractores.

Para la realización de estos cálculos se suponen los rendimientos iguales a los empleados para el cálculo de los ventiladores.

1. ***Potencia mecánica:***

$$P_m = \frac{1000 * Q_T * \rho * H}{3600 * 75 * \eta} \quad (HP)$$

$$P_m = \frac{1.000 * 144402 * 1.293 * 10^{-3} * 20}{3.600 * 75 * 0.80} \quad (HP)$$

$$\mathbf{P_m = 17.28\ (HP)}$$

2. Potencia eléctrica:

$$P_e = \frac{P_m * 0.736}{\eta} \quad (kW)$$

$$P_e = \frac{17.28 * 0.736}{0.85} \quad (kW)$$

$$\mathbf{P_e = 14.96\ (kW)}$$

Además, la sala de control de la sala de máquinas, contará con un equipo automático de aire acondicionado. Se dispondrá de extractores de aire para la sala de purificadores.

Después de desarrollar los cálculos necesarios para la determinación de las características básicas para los ventiladores y extractores de aire se recomienda que el sistema de ventilación de máquinas este conformado por los siguientes elementos:

- 4 ventiladores de flujo axial (ventiladores axiales) de 60084 m^3 /hora, cada uno, con una presión de 20 m.c.a.
- 4 extractores de flujo axial (extractores axiales) de 30042 m^3 /hora, cada uno, con una presión de 20 m.c.a.
- 2 extractores para la sala de los purificadores de combustible y aceite, con capacidad de 5.000 m^3 /hora a una presión de 15 m.c.a.
- 1 unidad autónoma de aire acondicionado para la sala de control de máquinas.

En este tipo de buque, se instalarán dispositivos eficaces, conectados en permanencia, que permita obturar los orificios superiores de los ductos de aireación, para evitar toda entrada imprevista de agua en la sala de máquinas.

El material utilizado por los ductos de aireación será de acero y él calculo de la sección de dichos ductos se realiza a continuación:

- **Diámetro de Ventiladores**

$$\mathbf{Q_V = A * V}$$

Donde:

$\mathbf{Q_V}$ = caudal de aire = 60084 m^3/hora (Para 1 Ventilador)

A = Área de la sección del tubo = $\pi * d_1^2 / 4$

V = Velocidad del aire = 10 m/s

Despejando de la ecuación anteriormente planteada se obtiene:

$$\mathbf{d_V^2 = \frac{Q_V * 4}{3.600 * V * \pi}}$$

$$d_V^2 = \frac{60084 * 4}{3.600 * 10 * \pi} \qquad \mathbf{d_V = 1.46\ m\ \ Diámetro\ del\ ventilador.}$$

- **Diámetro de Extractores**

$$\mathbf{Q_E = A * V}$$

Donde:

$\mathbf{Q_E}$ = caudal de aire = 30042 m^3/hora (Para 1 Extractor)

A = Área de la sección del tubo = $\pi * d_1^2 / 4$

V = Velocidad del aire = 10 m/s

Despejando de la ecuación anteriormente planteada se obtiene:

$$\mathbf{d_E^2 = \frac{Q_E * 4}{3.600 * V * \pi}}$$

$$d_E^2 = \frac{30042 * 4}{3.600 * 10 * \pi} \qquad \mathbf{d_E^2 = 1.03\ m\ \ Diámetro\ del\ extractor.}$$

A continuación figura 4.1, se detalla un esquema para la visualización de ductos de ventilación de una sala de máquinas.

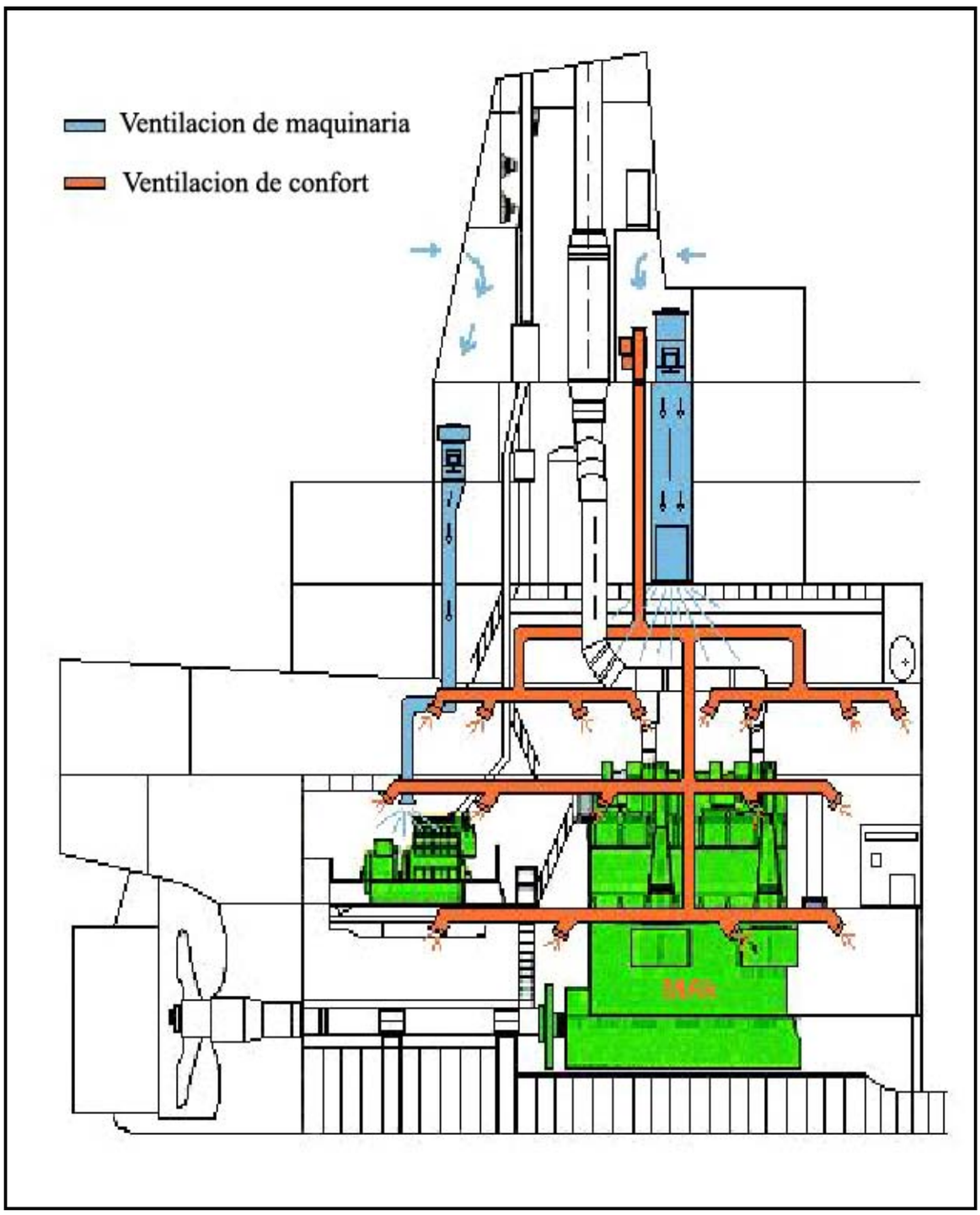


Figura 4.1.-Ductos de ventilación de aire en sala de maquinas

4.3 Cálculos de los elementos que conforman el sistema de arranque con aire comprimido del motor propulsor

En primer lugar cabe señalar que todos los cálculos que se realizan a continuación, son según la normativa que establece la sociedad de clasificación Lloyd´s Register of Shipping. Dichos cálculos solo consideran la cantidad de aire necesario para el arranque del motor propulsor principal. Para la realización de los cálculos, primero que nada se da a conocer las especificaciones técnicas del motor propulsor.

Nombre	Cant.	Tipo	Capacidad	Manufacturado
Motor Principal	*1*	*B&W 6L55GF*	*6 cilindros x 550 mm de diámetro x 1380 mm de carrera* *M.C.O* *8000 BHP x 150 rpm*	*Mitsui Shipbuilding & Engeneering Co., Ltd*

4.3.1 Calculo de la cilindrada del motor principal ($C_{M/E}$)

El primer cálculo consiste en determinar la cilindrada del motor propulsor, a modo de determinar la cantidad de aire que consume durante el proceso de arranque con inyección de aire comprimido al interior de los cilindros.

$$\mathbf{C_{M/E} = Volumen\ cilindro * n^o\ cilindros}$$

$$\mathbf{C_{M/E} = (\pi * d^2 * L / 4) * N}$$

Siendo:

d = diámetro de cilindro.

L = carrera del pistón.

N = nº de cilindros.

Para el motor en análisis se obtienen los siguientes datos:

d = 550 mm = 0.550 m

L = 1380 mm = 1.380 m

N = 6

$$\mathbf{C_{M/E} = (\pi * 0.550^2 * 1.380 / 4) * 6}$$

$$\mathbf{C_{M/E} = 1.967\ m^3}$$

4.3.2 Caudal de aire necesitado por el motor principal durante el proceso de arranque

Para la determinación de esta cantidad se utilizan dos supuestos, los cuales establecen lo siguiente:

- La duración del proceso de arranque con aire comprimido, tomará 10 segundos en llevarse a cabo. Cabe señalar que la determinación de este valor es muy subjetiva, debido a que cada motor propulsor posee características propias que delimitan en un mayor o menor tiempo el llevar a cabo dicha acción. Además, el tiempo empleado durante el arranque, depende mucho de la pericia y experiencia del operador.
- No es fácil determinar las revoluciones a la que gira el motor principal durante el proceso de arranque con aire comprimido, debido a que durante este proceso el motor es sacado de su estado de reposo hasta alcanzar el número de revoluciones necesarias que permitan la ignición del combustible. Para el motor en estudio no se encontró ningún grafico el cual estableciera con claridad el número de R.P.M desarrolladas por el motor para realizar el proceso de ignición del combustible, de modo que después de revisar características técnicas de motores propulsores similares y de la realización de consultas a personal idóneo en la materia se establece el valor de la velocidad desarrollada por el motor durante el arranque: 20 R.P.M.

Como la velocidad de giro del motor principal es de 20 R.P.M, el número de vueltas a realizar durante 10 segundos (duración del proceso de arranque con aire comprimido) será la siguiente:

$$\mathbf{20\ (rev/min) * 1/60\ (min/s) = 0.3\ (rev/s)}$$

$$\mathbf{10\ s * 0.3\ (rev/s) = 3\ rev}$$

Como en una revolución del eje cigüeñal el motor consume la cantidad de aire correspondiente a la cilindrada del motor propulsor, se obtiene la cantidad de aire necesario por el motor propulsor para realizar el proceso de un arranque con aire comprimido.

Vol. de aire requerido M/E ($V_{M/E}$) = Cilindrada M/E ($C_{M/E}$)* revoluciones M/E durante el Proceso ($Rev_{proceso}$)

Donde:

M/E = Main Engine = Motor principal

$$\mathbf{V_{M/E} = C_{M/E} * Rev_{proceso}}$$

$$\mathbf{V_{M/E} = 1.967\ m^3 * 3\ rev}$$

$$\mathbf{V_{M/E} = 5.901\ m^3}$$

Este valor representa el volumen de aire requerido por el M/E para realizar una partida.

4.3.3 Diseño del depósito de aire.

El diseño del depósito de aire se basa en dos formas bien conocidas y fáciles de trabajar, estas corresponden a un cilindro, el cual dará forma a la parte central del depósito de aire y una esfera, la cual dará la forma a los extremos de dicho depósito.

La presión de proyecto bajo la cual se diseña el depósito de aire comprimido corresponde a la presión máxima de trabajo y no ha de ser inferior a la máxima presión de tarado de cualquier válvula de seguridad.

$$\mathbf{P_{proyecto} = P_{max\ trabajo} + 10\%}$$

$$\mathbf{P_{proyecto} = 33\ bar}$$

4.3.3.1 Capacidad del depósito de aire comprimido.

Para la determinación de la capacidad del depósito de aire, comenzamos por analizar el tipo de motor propulsor, que para este caso es un motor reversible. Según la casa de clasificación bajo la cual se realizan estos cálculos, establece que la capacidad de los depósitos de aire de arranque debe ser el suficiente para asegurar sin necesidad de cargar la botella de almacenamiento de aire comprimido, no menos de doce arranques consecutivos si se trata de motores reversibles.

Con los datos anteriores se obtiene:

Volumen de aire necesario a almacenar en el depósito (V_D) = Caudal necesitado por M/E * Nº mínimo de arranques

$$\mathbf{V_D = 5.901\ m^3 * 12}$$

$$\mathbf{V_D = 70.812\ m^3}$$

Para la realización del cálculo de volumen necesario por el depósito de aire se considera el proceso de compresión del aire como ***Adiabático***, es decir, que tiene lugar sin pérdida de calor. Esta ley se representa mediante la siguiente ecuación:

$$\mathbf{P_1 V_1^{\gamma} = P_2 V_2^{\gamma}}$$

Donde:

γ = Peso especifico = 1.405

$\mathbf{P_1}$ = Presión inicial = Presión atmosférica = 1 (bar)

$\mathbf{V_1}$ = Volumen inicial = Volumen de aire necesario almacenar = 70.812 (m^3)

$\mathbf{P_2}$ = Presión final = Presión necesaria para comprimir el aire = 33 (bar)

$\mathbf{V_2}$ = Volumen final = Volumen ocupado por el aire comprimido.

Despejando $\mathbf{V_2}$ de la ecuación anteriormente planteada, se obtiene el volumen ocupado por el aire comprimido al interior del depósito:

$$\mathbf{V_2^{\gamma} = P_1 V_1^{\gamma} / P_2}$$

$\mathbf{V_2 = 5.90\ m^3}$ (Volumen ocupado por el aire comprimido al interior del depósito)

4.3.3.2 Determinación de las dimensiones básicas del depósito de aire.

Volumen ocupado por el aire comp. = Volumen del cilindro (V_C) + Volumen de esfera (V_E) al interior del depósito (V_2)

$$\mathbf{V_2 = \Pi\ r^2\ L + 4/3\ \Pi\ r^3}$$

Como el volumen ocupado por el aire comprimido al interior del depósito fue determinado en cálculos anteriores. El radio de las secciones cilíndricas y esféricas se establecen por el diseñador (para este caso **L = 4r**).

Por lo tanto los valores obtenidos para el radio (**r**) y el largo (**L**) son:

R = 0.826 m; L = 3.304 m

4.3.3.3 Determinación de los espesores del depósito de aire

Para el diseño de los depósitos de aire comprimido se opta por una sección cilíndrica, que dará forma a la parte central del depósito y una sección esférica, que dará forma a los extremos, cuyo material de construcción es acero al carbono – manganeso. El reglamento de la sociedad de clasificación Lloyd´s Register of Shipping, bajo el cual se realizan todos estos cálculo nos entrega en su parte 5; capitulo 11, una fórmula para determinar el espesor mínimo necesario de las envueltas con las cuales se diseñan los depósitos.

a. Calculo del espesor mínimo de la sección cilíndrica (parte central del deposito)

$$\mathbf{t = (P_{proyecto} * R_i / \sigma J - 0.5 P_{proyecto}) + 0.75\ mm}$$

Siendo:

$\mathbf{P_{proyecto}}$ = Presión de proyecto.

$\mathbf{R_i}$ = Radio interno en mm.

$\boldsymbol{\sigma}$ = Tensión admisible.

J = Factor de unión.

Por lo tanto:

$\mathbf{P_{proyecto}}$ = 33 bar (0.33 kg/mm^2)

$\mathbf{R_i}$ = 826 mm (valor arbitrario establecido por el diseñador)

$\boldsymbol{\sigma}$ = Para depósitos soldados por fusión de la clase 2/1 su resistencia a la tracción varia entre 35 a 53 kg/mm^2. Según reglamento parte 5; capitulo 11; sección 1.8, $\sigma = R_{20} / 2.7$. Por lo tanto:

$\boldsymbol{\sigma}$ = R_{20} / 2.7 = 53 kg/mm^2 / 2.7 = 19.63 kg/mm^2

J = Para la clase 2/1= 0.85

Una vez determinados todos los factores de la ecuación se procede a determinar al espesor mínimo de la sección cilíndrica que dará forma a la parte central del depósito de aire.

$$\mathbf{t} = (0.33\ kg/mm^2 * 826\ mm / 19.63\ kg/mm^2 * 0.85 - 0.5 * 0.33\ kg/mm^2) + 0.75\ mm$$

$$\mathbf{t = 17.25\ mm}$$

b. Calculo del espesor mínimo de la sección esférica (extremos del deposito)

$$\mathbf{t = (P_{proyecto} * R_i / 2\sigma J - 0.5 P_{proyecto}) + 0.75\ mm}$$

$$\mathbf{t} = (0.33\ kg/mm^2 * 826\ mm / 2 * 19.63\ kg/mm^2 * 0.85 - 0.5 * 0.33\ kg/mm^2) + 0.75\ mm$$

$$\mathbf{t = 9\ mm}$$

4.3.3.4 Dimensiones básicas del depósito de aire.

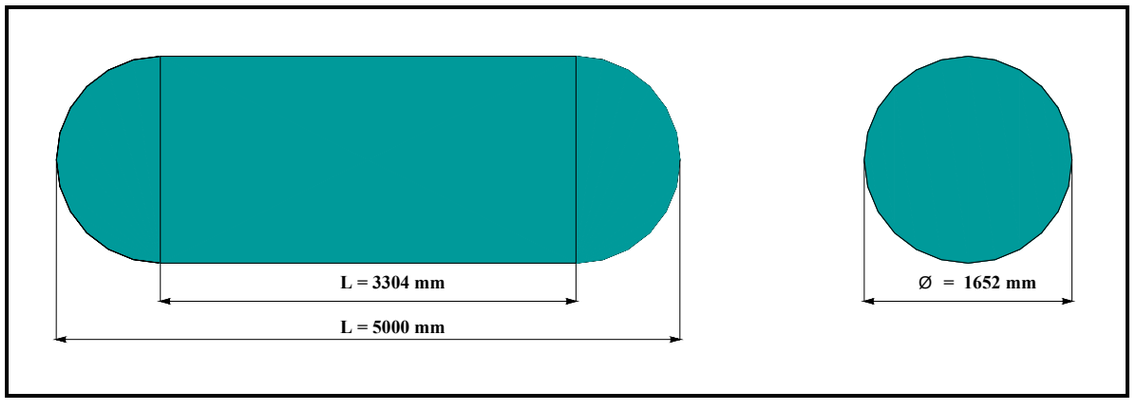


Figura 4.2.- Dimensiones básicas de un depósito de aire comprimido

4.3.3.5 Recomendaciones para la construcción de los depósitos de aire

a. Los depósitos de aire comprimido deben ser construidos de manera que puedan ser examinados. Siempre que sea factible, las aberturas practicadas para este fin serán de tamaño suficiente para permitir el acceso y para la limpieza de las superficies interiores.
b. La tapa de registro preferentemente debe tener su eje más corto dispuesto longitudinalmente, y se emplazaran en lugares alejados de las superficies interiores.
c. Las puertas y mirillas se formaran de chapa de acero y todas las superficies de unión serán maquinadas.
d. Las puertas de tipo interior irán provistas de reborde con una holgura de no mas de 1.5 mm, en todo su perímetro, es decir, los ejes de las aberturas no deben superar a los de la puerta en más de 3 mm.
e. Las trincas o pernos de apriete para puertas han de ser de acero.

En el anexo 5 *"Propiedades mecánicas a efectos de proyecto: acero al carbono y carbono manganeso"*, entrega los valores nominales para el limite de fluencia mínimo o la carga unitaria que produce un alargamiento remanente del 0.2% a temperaturas de 50° C y superiores.

4.3.4 Selección del compresor de aire.

Para la selección del compresor de aire se deben tener en consideración dos aspectos fundamentales:

1. La presión máxima de trabajo (bar)
2. El caudal de suministro (m^3/hora)

Para la determinación del caudal de aire suministrado por el compresor se establece de forma arbitraria el tiempo de llenado de los depósitos (el reglamento de la sociedad de clasificación Lloyd´s Register of Shipping no establece el tiempo empleado para realizar dicha operación), por lo tanto, se considera un periodo de llenado del depósito de aire comprimido correspondiente a 30 minutos y a una presión máxima de trabajo del compresor de 30 bar.

$$\mathbf{Q_{COMPRESOR} = \text{Volumen de aire requerido } (V_D) \ / \ \text{tiempo empleado en el}}$$
$$\mathbf{\text{almacenar en el depósito} \qquad \text{llenado (t)}}$$

$$\mathbf{Q_{COMPRESOR} = V_D / t}$$
$$\mathbf{Q_{COMPRESOR} = 70.812\ (m^3) / 30\ (min)}$$
$$\mathbf{Q_{COMPRESOR} = 142\ (m^3 / hora)}$$

Por lo tanto, el compresor a seleccionar es del tipo alternativo de etapas múltiples con una ***presión de trabajo de 30 (bar)*** y un ***caudal de aire de 150 (m^3/hora)***.

4.3.5 Requisitos para el proyecto de tuberías

La instalación de las tuberías de aire comprimido debe efectuarse con abrazaderas, las cuales permitan: aminorar el efecto de las vibraciones generadas por los movimientos propios del buque, un correcto proceso vigilancia, evitando así que la comprobación de la estanqueidad de la red de tuberías se haga muy difícil o incluso imposible. Las tuberías de alimentación horizontales deben colocarse con una pendiente del 1 – 2% en el sentido de la circulación para que la humedad condensada del aire fluya hacia los acumuladores intermedios. Para tuberías mayores a los 30 metros es conveniente volver a levantar la tubería y nuevamente descender, simulando unos dientes de sierra.

El sistema de tuberías del aire de arranque desde los depósitos al motor principal debe estar totalmente separado del sistema de tubería de descarga del compresor. Se dispondrán válvulas de cierre en los recipientes para permitir una lenta apertura y evitar aumentos repentinos de presión en el sistema de tuberías.

Se dispondrán grifos de purga para la extracción de acumulaciones de aceite y agua en los puntos más bajos de las tuberías.

El sistema de tuberías del aire de arranque debe estar protegido contra los efectos de una explosión por las siguientes disposiciones: Se colocará una válvula de aislamiento y retención o equivalente en la conexión de alimentación del aire de arranque del motor. En los motores de inversión directa se colocaran discos de seguridad o parallamas en las válvulas de arranque de cada cilindro; en los motores no-reversibles o en los motores auxiliares debe haber por lo menos uno de tales dispositivos en la entrada del aire al colector de aire de arranque de cada motor.

4.3.5.1 Determinación del diámetro interior de la red principal de aire comprimido

La determinación del diámetro de las tuberías se lleva a cabo utilizando el nomograma del anexo 2 *"Nomograma para el cálculo de las tuberías de aire comprimido, tomado del manual de neumática de FMA Pokorny, Francfort"*. Para la realización de este cálculo se tomaron en cuenta los siguientes factores:

1. Pérdida de presión de las tuberías corresponde a **0.1 bar**. Si la caída de presión excede de este valor, la rentabilidad del sistema estará amenazada y el rendimiento disminuirá considerablemente.
2. Presión de proyecto (**33 bar**)
3. Caudal de suministro (**142 m^3/hora**)
4. Longitud de tuberías, para este diseño corresponde a **100 m**.

Por lo tanto, el diámetro interior obtenido para las tuberías de aire comprimido corresponde a **40 mm** (aproximado al valor superior).

4.3.5.2 Espesor de las tuberías de la red principal de aire comprimido

El espesor mínimo, **t**, de los tubos rectos de acero se determinará por la siguiente formula presente en la parte 5; capitulo 12; sección 2.2.3 del reglamento de la sociedad de clasificación Lloyd´s Register of Shipping.

$$t = ((P_{proyecto} * D / 2\sigma J - P_{proyecto}) + 1) * 100 / 100 - a \quad (mm)$$

Siendo:

$P_{proyecto}$ = Presión de proyecto.

D = Diámetro interior de la tubería, en mm.

σ = Tensión admisible.

e = Factor de rendimiento de la soldadura.

c = margen de corrosión, en mm

a = porcentaje de tolerancia negativa de fabricación sobre el espesor

Por lo tanto:

$P_{proyecto}$ = 33 bar (0.33 kg/mm^2)

D = 40 mm

σ = 33 kg/mm^2 (ver del anexo 5.- Tubos de acero al carbono y carbono manganeso)

e = 1 (para tubos sin costuras)

c = 1 mm (ver anexo 6.- valores de c para tubos de acero)

a = 2 %

Una vez determinados todos los factores de la ecuación se procede a determinar al espesor mínimo de la sección cilíndrica que dará forma a la parte central del depósito de aire.

t = ((0.33 kg/mm^2 * 40 mm / 2*33 kg/mm^2 * 1 – 0.33 kg/mm^2) + 1 mm)) *100/100 - 0.02

t = 1,20 mm

4.3.6 Instalación

4.3.6.1 Ubicación

La ubicación de los compresores de aire marinos no es usualmente crítica con respecto a la red de tuberías, la cual es relativamente corta. Por este motivo no es fundamental que el compresor de aire este ubicado en el punto medio o en el centro del sistema de aire comprimido. Se debe tener especial cuidado en el lugar de emplazamiento del compresor de aire, este debe estar ubicado en una atmósfera libre de polvo, vahos de aceite y humedad, factores que afectan de forma considerable la calidad del aire comprimido.

En el caso de los compresores refrigerados por aire deben ser ubicados mas cuidadosamente, para asegurar una circulación de aire adecuada alrededor del compresor y en un lugar accesible para la realización del mantenimiento por parte del personal a bordo.

Al diseñar la instalación de aire comprimido se tendrá presente que las aspiraciones de aire del compresor deban estar situadas en una atmósfera prácticamente desprovista de vapor de petróleo, y como variante el compresor aspirara a través de un conducto de aire que esté situado fuera del espacio de máquinas.

La tubería de descarga del aire de los compresores debe llevarse directamente a los depósitos de aire para el arranque. Se dispondrá lo necesario para interceptar y purgar el aceite y agua en la tubería de descarga del aire, para lo cual debe disponerse un separador o filtro en la tubería de descarga entre los compresores y los depósitos de aire.

4.3.6.2 Instalación de los compresores marinos

Los compresores alternativos utilizados en la planta de aire comprimido son de varias etapas de compresión y con relaciones de compresión elevadas, debido a esto, deben ser instalado con un montaje relativamente firme para reducir vibraciones perjudiciales, las cuales disminuyen su vida útil.

4.3.6.3 Montaje elástico o flexible

Existen muchas versiones de este tipo de montaje, pero solo uno es el correcto donde el montaje es completamente elástico. La instalación del compresor sobre el montaje no es fácil, la base del soporte del compresor debe ser rellenada con concreto y construida de tal manera que se oponga a las fuerzas de inercia generadas por el compresor de aire.

4.3.6.4 Sistema de aire

- **Tubería con válvula anti-retorno**

Esta válvula es ubicada directamente en la descarga del compresor por las razones dadas a continuación:

a. Compresor Alternativo con válvula de descarga en la línea de presión

Cuando el compresor descarga aire comprimido, este aun contiene un cierto índice de humedad, la cual no es recomendable que se devuelva hacia el compresor en la eventualidad de existir una baja de presión en la red de tuberías de aire. Motivo por el cual es fundamental la presencia de una válvula anti-retorno en la tubería de descarga del compresor.

Cuando se deja fuera de servicio el compresor si no existiera esta válvula anti-retorno puede llegar humedad al interior del compresor produciendo daños en los elementos internos del compresor.

- **Recipiente de condensados**

El recipiente de condensados siempre debe estar ubicado en la línea de descarga del compresor de aire, de forma vertical hacia abajo y a continuación de la válvula anti – retorno. El recipiente de condensados debe ubicarse con un drenaje automático. Esta unidad previene cualquier flujo de condensados hacia el compresor. A veces el recipiente de condensados tiene una válvula anti – retorno y un separador de humedad.

- **Separador de humedad**

Esta unidad siempre debe ir ubicada en el sistema y puede ser de varios tipos pero en general, el trabajo más eficiente se desarrolla donde el aire esta a menor temperatura. Existen distintos principios de trabajo en los separadores. A continuación se detallan los más importantes:

a. Tipo vortice o remolino

Esta unidad fuerza el aire en movimiento de vórtice para que la fuerza centrífuga arrastre la humedad libre donde es entrampado y entonces drenada preferentemente vía un drenaje automático.

b. Tipo cambio direccional

Esta unidad trabaja cambiando la dirección del flujo al menos una vez cada 180º. Reduce la velocidad del aire a niveles muy bajos para que las gotas de humedad sean arrastradas hacia el fondo del recipiente debido al cambio direccional.

c. Tipo coagulación

En general esta unidad es considerada más eficiente pero requiere de mucha más atención. Existen dos tipos uno es del tipo malla de coagulación y el otro es del tipo cerámica porosa (unidad que coagula a través de sus poros). El último es más eficiente.

- **Dispositivos de seguridad**

En muchos sistemas de aire los dispositivos de seguridad deberán ubicarse entre dos puntos cualquiera donde pueda entramparse el aire, por ejemplo entre dos válvulas, las cuales se puedan cerrar de forma manual. La forma más barata de protección de sobrepresion en el sistema corresponde a las válvulas de seguridad.

Las descargas de estas válvulas deben estar dispuestas de manera tal que ante un eventual escape de aire no sea descargado directamente a la sala de máquinas y así evitar contribuir con aire en caso de un incendio.

- **Depósito o botella de aire comprimido**

El tamaño del depósito de aire comprimido utilizado para las partidas del motor propulsor debe estar bien definido, debiendo ser relativamente largo a modo de no ocasionar problemas en el resto de las instalaciones que conforman la sala de máquinas. Para el servicio general de aire comprimido a bordo se utilizan generalmente dos depósito de aire.

Además la capacidad del depósito de aire debe ser la suficiente que asegure el correcto desempeño del compresor de aire y a la vez distribuir el aire a los distintos consumos. El depósito aire debe contar con toda la instrumentación necesaria (descrita en el Capitulo II; pagina 63).

La figura 4.3 (pagina 126) muestra la instalación de las tuberías del compresor hacia los depósitos de aire, además de los accesorios necesarios para un control adecuado de la red de descarga del compresor.

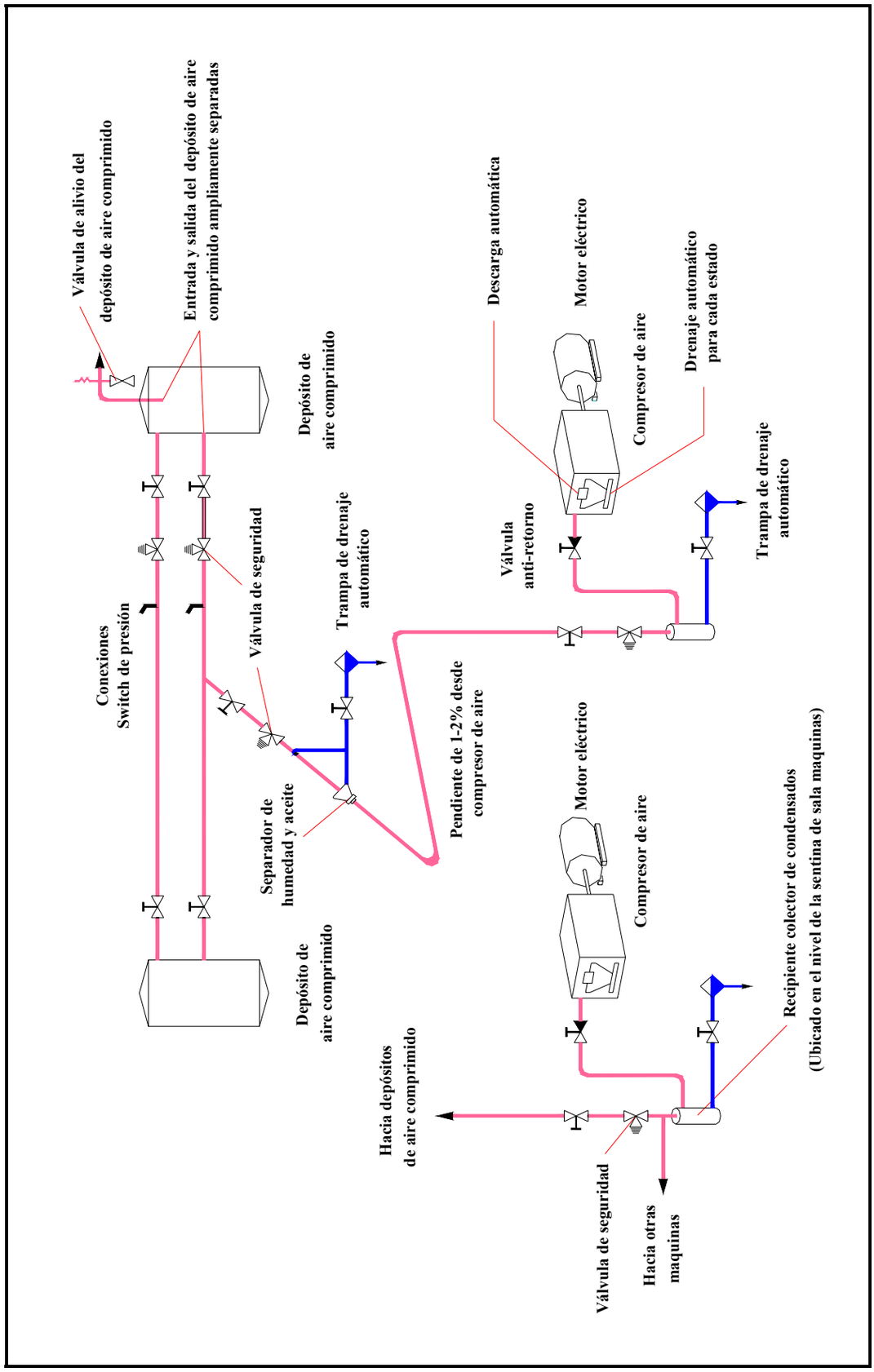


Figura 4.3.- Instalación de líneas de tuberías de un equipo compresor de aire.

Conclusiones

A bordo el equipo principal de una planta de aire comprimido es el compresor, existiendo una gran variedad para las distintas posibilidades de utilización. Los turbocompresores son utilizados esencialmente en el proceso de sobrealimentación de los motores propulsores, los compresores volumétricos su campo de aplicación se remite a suministrar aire para servicios en cubierta y para controladores, mientras que los compresores alternativos de varias etapas y con refrigeración intermedia son utilizados para suministrar aire de partida para él o los motores propulsores y generadores.

Además de los compresores de aire, una planta de aire comprimido esta compuesta por una serie de otros elementos los cuales permiten un correcto almacenamiento, distribución, limpieza y regulación del fluido de trabajo. El almacenamiento del aire comprimido se realiza por medio de depósitos los cuales deben ser construidos de materiales apropiados y con características geométricas calculadas exhaustivamente que soporten los esfuerzos generados por el aire confinado en su interior a elevadas presiones. Igual recomendación se debe aplicar a las tuberías o red de distribución, las cuales además deben estar equipadas con todos los elementos necesarios que permitan el control y limpieza adecuado del fluido de trabajo.

El sistema de arranque con aire comprimido de un motor propulsor se debe diseñar siguiendo un reglamento base de construcción naval, los cuales entregan al diseñador el material necesario de consulta para afrontar un diseño de este tipo. Es de suma importancia tener presente que un motor Diesel marino requiere de grandes cantidades de aire para tener un adecuado funcionamiento, por lo tanto, la determinación de los elementos que conforman el sistemas de arranque se debe realizar de modo que su elección sea la adecuada, considerando factores fundamentales en el diseño naval, como son el peso y el volumen de cada uno de los artefactos que componen un buque.

Para determinar la capacidad de generación requerida, hay que hacer un inventario minucioso de todas las aplicaciones, lo más aconsejable es consultar los catálogos de los equipos o al fabricante y exponerle las condiciones específicas de aplicación, para que este haga la mejor de sus ofertas.

En síntesis, el aire comprimido es una de las mayores fuentes de potencia en la industria con múltiples ventajas. Es segura, económica, fácil de transmitir, y adaptable. Su aplicación es muy amplia para un gran número de industrias. El área naval no es una excepción, debido a que a

bordo existen diversas aplicaciones que utilizan el aire comprimido como fluido de trabajo. Por lo tanto un conocimiento más acabado, un mayor dominio acerca del aire comprimido y de sus aplicaciones es fundamental para el Ingeniero Naval, debido a que de forma cotidiana esta lidiando con problemas de componentes o maquinarias que utilizan este tipo fluido de trabajo, ya sea en las etapas de diseño o en el trabajo a realizar a bordo.

GLOSARIO DE TERMINOS TECNICOS

Abrasión

Desgaste general de una superficie por roce constante debido a la presencia de material extraño, tal como partículas metálicas, o suciedad en el lubricante. Puede causar también una rotura del elemento (tal como la superficie de los dientes de los engranajes). La ausencia de lubricación puede dar lugar a la abrasión.

Absorción

La asimilación de un material en otro.

Aire comprimido

Aire sometido a una presión mayor a la atmosférica.

Aire comprimido preparado

Aire comprimido que circula a través de una unidad de mantenimiento (filtro – regulador – lubricador) y es filtrado, regulado y mezclado con aceite, siendo así preparado para los aparatos neumáticos acoplados a continuación de esta unidad.

Bar

Unidad de presión, igual a 10^6 dinas por cm. Equivale a una presión de 75,007 cm de mercurio (a 0º C y a latitud de 45º). 1 atm normal = 1,01325 bar = 1013,25 mbar.

Capacidad de un Filtro

La cantidad de contaminantes que un filtro sostendrá antes de que se desarrolle una caída de presión excesiva. La mayoría de los filtros tienen válvulas de desvío que actúan cuando un filtro alcanza su capacidad clasificada.

Caudal

Volumen de gas o líquido que circula por una sección determinada en unidad de tiempo.

Compresión

Disminución del volumen de aire por la acción de la presión.

Compresión adiabática

Compresión de un gas sin extracción de calor, produciendo mayor temperatura. La temperatura desarrollada en una compresión de un gas es un factor importante en la lubricación, ya que el aceite se deteriora más rápidamente a altas temperaturas. Los inhibidores de la oxidación impiden la descomposición rápida del lubricante bajo estas condiciones.

Compresor

Máquina que convierte la fuerza y el movimiento mecánico en energía fluida neumática.

Compresibilidad

Cambio en unidad de volumen de un líquido cuando está sujeto a un cambio de unidad la presión.

Condensación

Humedad contenida en el aire, que precipita por disminución de la temperatura o por la acción de centrifugado.

Depósito

Recipiente para el almacenamiento de aire comprimido.

Diafragma

Contracción o estrangulación en una tubería.

Diámetro nominal

Diámetro interior de una tubería, válvula etc.

Elemento Filtrante

Dispositivo poroso que realiza el proceso real de la filtración.

Filtración

El proceso físico o mecánico de separar material de partículas insolubles de un fluido, tal como aire o líquido, pasando el líquido a través de un medio filtrante que no permitirá que los partículas pasen a través de él.

Filtro

Aparato para la limpieza del aire comprimido de las partículas de suciedad y separación del agua de condensación.

Grados Engler ºE

Medida de viscosidad para líquidos (ejemplo aceite).

Humedad

Cantidad de vapor de agua contenido en el aire, en un lugar e instante determinados.

Humedad atmosférica

Puede expresarse en valor absoluto (humedad absoluta), indicando la masa de vapor de agua contenida en un litro de aire, pero es más significativo su valor relativo, ya que la cantidad máxima posible de vapor de agua presente en el aire (saturación) es variable y depende de la temperatura.

Humedad relativa

Se define como el tanto por ciento de vapor de agua presente en un momento dado con respecto al total que podría haber a la misma temperatura.

Lubricación por niebla aceitosa

Tipo de lubricación centralizada que emplea aire comprimido para transformar el aceite líquido en una niebla que luego se distribuye a baja presión a múltiples puntos de aplicación. La niebla de aceite se forma en un “generador”, donde el aire comprimido pasa por un orificio, creando una reducción de presión que hace que el aceite sea arrastrado desde un recipiente hacia la corriente de aire. La niebla resultante se distribuye por las líneas de alimentación a varios puntos de aplicación. Aquí, se reclasifica, o condensa en líquido, rocío o niebla más espesa gracias a accesorios especializados, lo que depende de los requisitos de lubricación. Los aceites que se usan en un sistema de lubricación de niebla están formulados con aditivos y materiales de base seleccionados cuidadosamente para máximo aprovechamiento del aceite en los puntos de lubricación y mínima coalescencia del aceite en las líneas de alimentación.

Lubricante

Cualquier sustancia interpuesta entre dos superficies en el movimiento relativo con el fin de reducir la fricción y/o el desgaste entre ellos.

Manómetro

Aparato para la medida e indicación de aire.

Membrana

Pieza fina de goma o metal, sujetada firmemente y que se deforma bajo la acción de la presión del aire. La energía de presión es transformada en energía de movimiento.

Motor neumático

Órgano motriz rotativo accionado por aire comprimido.

Nafténico

Un tipo de líquido del petróleo derivado del petróleo crudo nafténico, conteniendo una alta proporción de anillos cerrados del grupo metileno.

Neumática

Ciencia de la ingeniería que estudia la presión y el flujo de gases.

Perdida de presión

Diferencia de presión entre dos puntos de medida de un aparato o línea.

Preparación del aire comprimido

Consiste en filtrar el aire, regular su presión y agregarle aceite con una unidad de mantenimiento.

Presión

Fuerza por unidad de área, expresada generalmente en libras por pulgada cuadrada.

Presión Absoluta

La suma de las presiones atmosféricas.

Presión atmosférica

Presión de aire medida a nivel del mar, igual a 1,033 kp/cm^2. Corresponde a una columna de mercurio de 760 mm de altura a 0 ºC.

Presión de trabajo

Presión a la que trabaja una instalación o aparato neumático.

Proceso Adiabático

Se define como un proceso en el cual el sistema no absorbe ni cede calor, es decir Q = 0. Este proceso se puede lograr ya sea aislando térmicamente el sistema de sus alrededores o realizando el proceso rápidamente. Como el flujo de calor es algo lento, cualquier proceso puede hacerse prácticamente adiabático si se efectúa con suficiente rapidez.

Proceso Isobárico

Es aquel que ocurre a presión constante. Cuando ocurre un proceso de este tipo, tanto el calor transferido como el trabajo realizado no son cero. El trabajo se define simplemente como la presión multiplicada por el cambio de volumen.

$$\mathbf{W = P\ (V_f - V_i)}$$

Proceso Isométrico

Un proceso isométrico se lleva a cabo a volumen constante. En dicho proceso el trabajo es cero. Esto significa que si se agrega calor a un sistema manteniendo el volumen constante, todo el calor se utiliza para aumentar la energía interna del sistema.

Proceso Isotérmico

Es aquel proceso que ocurra a temperatura constante y una grafica de P v/s V a temperatura constante toma la forma de una curva llamada *isoterma*. Para un gas ideal la isoterma es una curva hiperbólica.

Protección de sobrecargas

Seguro incorporado para que las sobrecargas no averíen el aparato o la máquina.

Purga

Escape al exterior del aire comprimido de los elementos neumáticos. El aire comprimido queda sin presión y asimilado a la presión atmosférica.

PSI (*Pound per square inch*)

Unidad de presión internacional libra/pulgada^2 (1 bar = 14.50 psi)

Racor

Pieza roscada con distintas conexiones (por ejemplo ¾'' a ½'').

Red

Denominación dada a las tuberías de alimentación del aire comprimido.

Unidad de mantenimiento

Aparato combinado para filtrar, regular y lubricar el aire comprimido.

ANEXOS

INDICE

Anexo **Página**

1 Acoplamientos de enchufe rápido…… 137

2 Nomograma para el cálculo de las tuberías de aire comprimido……..... 138

3 Racores para tubos aplicables a tubos de acero y de cobre……..... 139

4 Piezas de atornilladuras rápidas para tuberías de plástico con diámetros interiores de 3, 4, 6 y 9 mm……..……..... 140

5 Propiedades mecánicas a efectos de proyecto: acero al carbono y carbono manganeso……..…..…….…..... 141

6 valores de ***c*** para tubos de acero ……..…..... 141

7 Tubos de acero al carbono y carbono manganeso..... 142

8 Unidad de mantenimiento de aire comprimido……..…..... 142

9 Accesorios del sistema modular (unidad de mantenimiento).……...….....143

10 Calidades del aire comprimido, según ISO 8573.1…….……...….....144

11 Diagrama de saturación del aire en función de la temperatura…….....144

12 Válvulas de aire de partida Motor: MAN B&W…….……...….....145

13 Consola de control motor propulsor……. 146

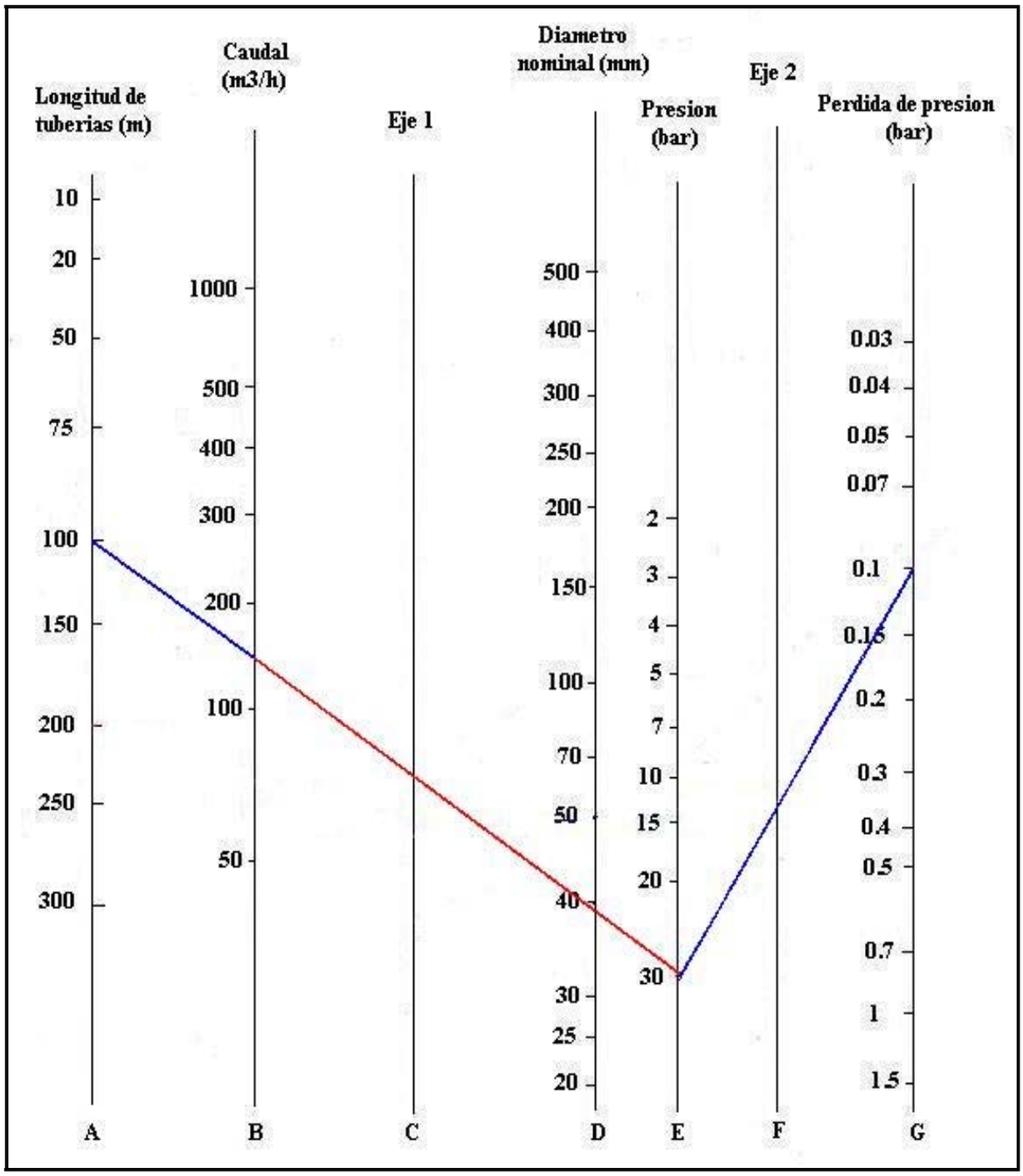
14 Germanischer Lloyd's "Sección B"…….……...….....148

Anexo 1.- Acoplamientos de enchufe rápido

Acoplamientos tipos	Series de baja presión LP+SP	Mini acoplamientos 06-003, 07-003 LP-002, LP-003	Acoplamientos No intercambiables UF
Areas de aplicación	Fabricantes de maquinaria Hornos industriales Bancos de ensayo Industria química Tecnología médica Conexiones de laboratorio...	Líneas de medición Sistemas de ensayo Control neumático Instalaciones didácticas Tecnología médica Conexiones de laboratorio...	Control de líneas de alimentación y retorno Conexiones para gases en equipos de soldadura...
Medio	Agua Aire comprimido Fuel Lubricantes Gases técnicos	Agua Aire comprimido Gases técnicos	Agua Aire comprimido Nitrogeno Oxigeno Gases de combustión
Caracterís-ticas y opciones especiales	Libre de fugas Bloqueo de seguridad axial Aros de manipulación	Bloqueo automático	Perfil triangular o cuadrado no intercambiable Bloqueo de seguridad axial Aros de manipulación
Medidas (mm)	4, 6, 7, 9, 12, 19, 32, 50 (1/8" - 2")	2,5, 3 (1/16" - 1/8")	6, 7, 12, 19, 32 (1/4" - 1 1/2")
Materiales	Acero cincado Latón pasivado Latón cromado Acero inoxidable AISI 316/Ti o equivalente	Latón niquelado Acero inoxidable AISI 316/Ti o equivalente	Latón pasivado Latón cromado Acero inoxidable AISI 316/Ti o equivalente
Máxima presión de trabajo estática	Hasta 200 bar (2900 psi) según paso nominal y materiales	Hasta 200 bar (2900 psi) según paso nominal y materiales	Hasta 40 bar (580 psi) según paso nominal y materiales
Sistema válvulas	Retención en ambos lados Retención en un sólo lado Paso libre	Retención en ambos lados Retención en un sólo lado Paso libre	Retención en ambos lados Retención en un sólo lado Paso libre

Anexo 2.- Nomograma para el calculo de las tuberías de aire comprimido.

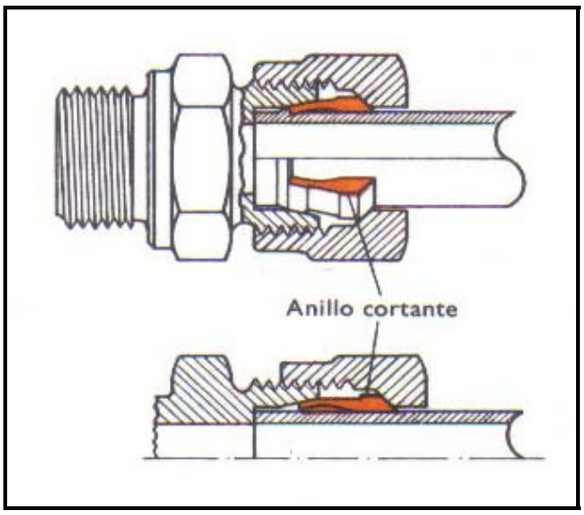
"tomado del manual de neumática de FMA Pokorny, Francfort"



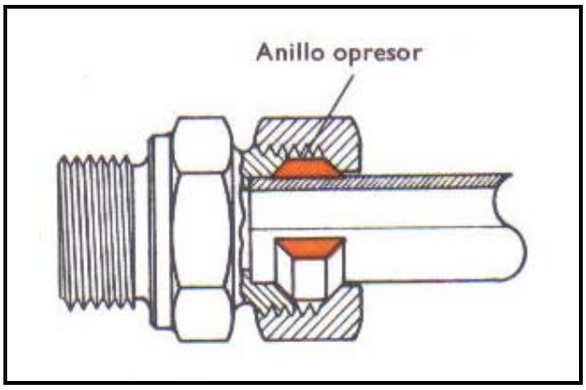
Nota: si se desea encontrar el diámetro deseado para una tubería se procede de la siguiente forma:

En el nomograma, unir la línea A (longitud M tubo) con la B (caudal de suministro) y prolongar el trazo hasta C (eje l). Unir la línea E, (presión). En la línea F (eje 2) se obtiene una intersección. Unir los puntos de intersección de los ejes 1 y 2. Esta línea corta la D (diámetro nominal de la tubería) en un punto que proporciona el diámetro deseado.

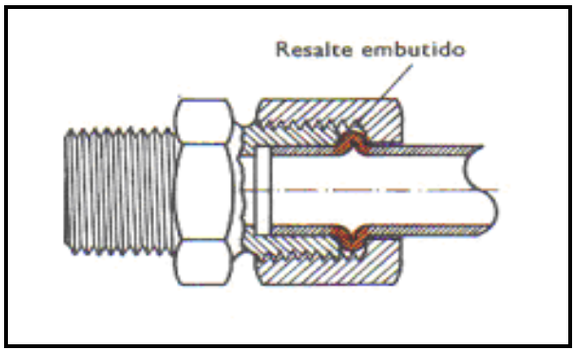
Anexo 3.-Racores para tubos aplicables a tubos de acero y de cobre



A.- Racor de anillo cortante. El empalme puede soltarse y unirse varias veces.

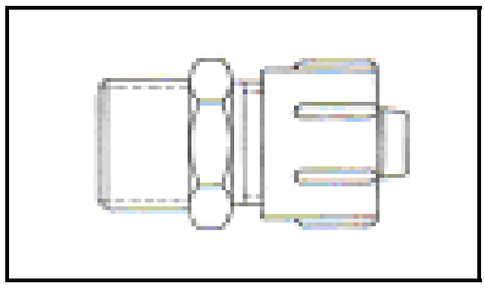


B.- Racor con anillo de sujeción para tubos de acero y cobre, con anillo interior especial (bicono) también para tubos de plástico.

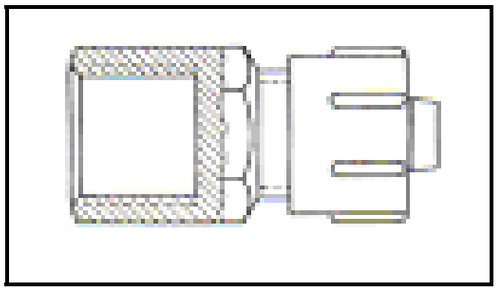


C.- Racor con borde recalcado.

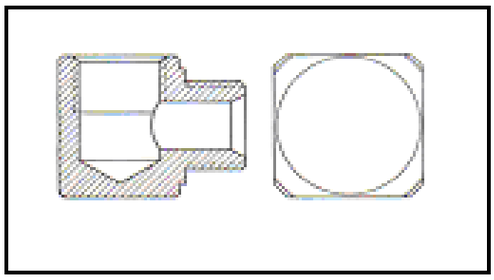
Anexo 4.- Piezas de atornilladuras rápidas para tuberías de plástico con diámetros interiores de 3, 4, 6 y 9 mm



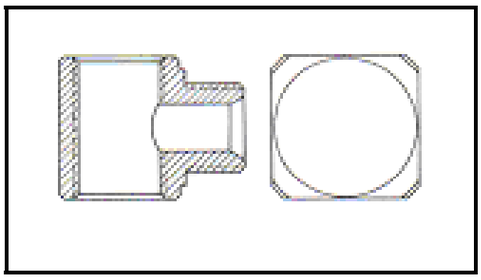
A.- Atornilladura recta con rosca exterior.



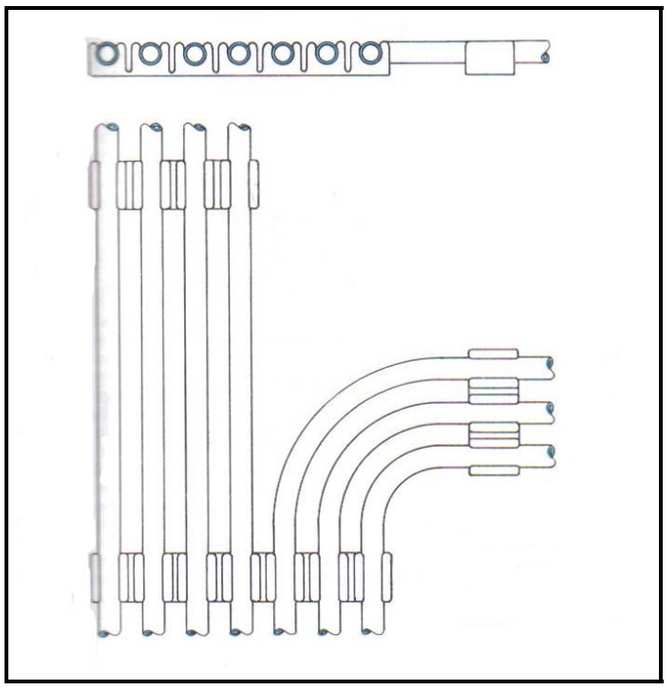
B.- Atornilladura recta con rosca interior.



C.- Pieza angular en L con una entrada y una salida.



D.- Pieza en T fija con una entrada y dos salidas.



E.- Colocación ordenada de mangueras de plástico para el suministro de aire comprimido mediante regletas de sujeción.

Anexo 5.- Propiedades mecánicas a efectos de proyecto: acero al carbono y carbono manganeso

Grado de acero	Espesor mm	Temperatura de proyecto °C (*ver* Nota)						
		50	100	150	200	250	300	350
		Límite de fluencia mínimo o carga unitaria que produce un alargamiento remanente del 0,2%, N/mm²						
360 AR	≤40	154	153	152	145	128	108	102
410 AR	≤40	186	183	181	174	155	134	127
460 AR	≤40	218	213	210	203	182	161	153

Anexo 6.- valores de *c* para tubos de acero

Servicio de tubería	***C***
Sistema de vapor sobrecalentado	0,3
Sistema de vapor saturado	0,8
Serpentín de vapor en tanques de agua	2
Agua de alimentación para calderas en sistemas de circuito abierto	1,5
Agua de alimentación para calderas en sistemas de circuito cerrado	0,5
Sistema de purga (para calderas)	1,5
Sistema de aire comprimido	1
Sistema de aceite hidráulico	0,3
Sistema de aceite lubricante	0,3
Sistema de combustible liquido	1
Sistema de aceite de carga	2
Instalaciones frigoríficas	0,3
Sistema de agua dulce	0,8
Sistema de agua de mar en general	3

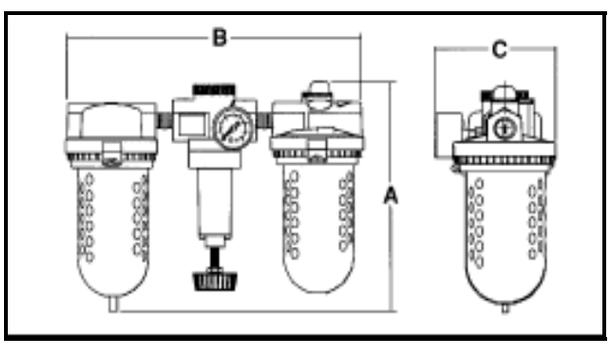
Anexo 7.- Tubos de acero al carbono y carbono manganeso

Resistencia a la tracción min. especificada **N/mm (kgf/cm²)**	**Esfuerzo Admisible N/mm (kgf/cm²)**												
	Temperatura máxima de proyecto °C												
	50	100	150	200	250	300	350	400	410	420	430	440	450
320	107	105	99	92	78	62	57	55	55	54	54	54	49
(33)	1091	1070	1010	938	795	632	581	561	561	551	551	551	500
360	120	117	110	103	91	76	69	68	68	68	64	56	49
(37)	1224	1193	1122	1050	928	775	704	693	693	693	653	571	500
410	138	131	124	117	106	93	88	84	79	71	64	56	49
(42)	1387	1336	1264	1193	1081	948	877	857	806	724	652	571	500
460	151	146	139	132	122	111	101	99	98	85	73	65	53
(47)	1540	1489	1417	1346	1244	1132	1030	1010	999	867	744	632	540
490	160	156	148	141	131	121	111	109	98	85	73	62	53
(50)	1632	1591	1509	1438	1338	1235	1132	1111	999	867	744	632	540

Anexo 8.- Unidad de mantenimiento de aire comprimido

(Gentileza: Catalogo Wilkerson Corporation)

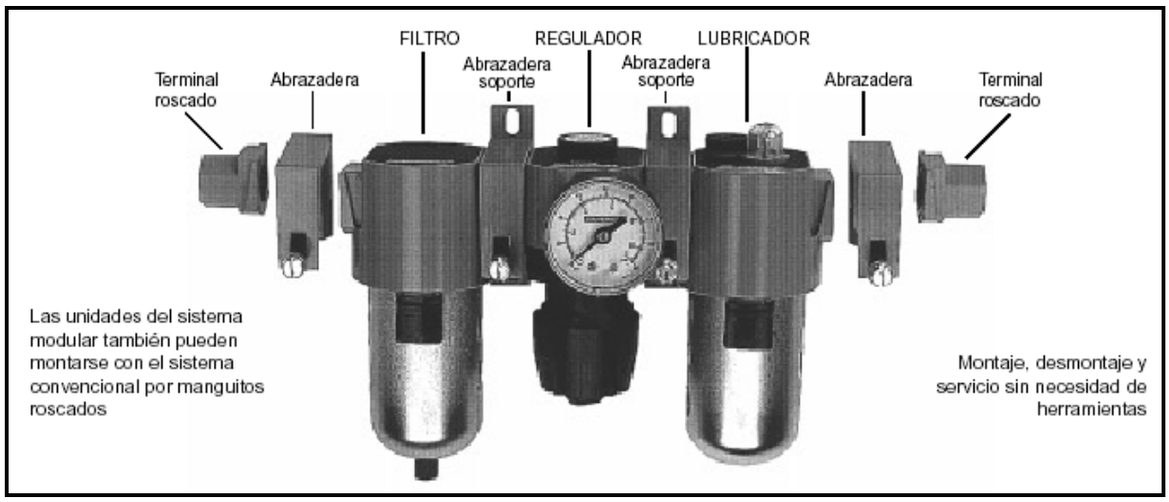
EQUIPO	CONEXION	Nº CATALOGO	CAUDAL*	FORMADO POR:	DIMENSIONES A	B	C
COMPACT	R 1/4"	C 16-C2-B00	17	Filtro F 16-C_-000 Regulador R 16-C_-000 Lubricador L 16-C_-000 Manómetro GRP-95-229 2 abrazaderas soporte GPA-95-969 SISTEMA MODULAR	182	287	109
	R 3/8"	C 16-C3-B00	28				
	R 1/2"	C 16-C4-B00	30				



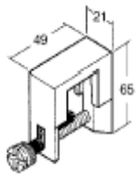
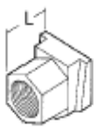
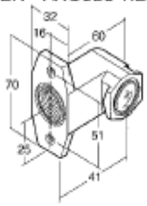
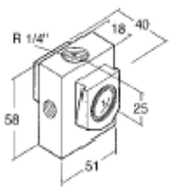
Nota: dimensiones en mm; caudal en m^3/hora.

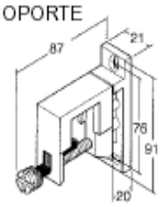
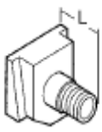
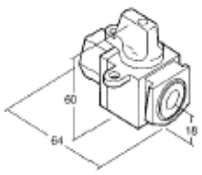
Anexo 9.- Accesorios del sistema modular (unidad de mantenimiento)

(Gentileza: Catalogo Wilkerson Corporation)



ACCESORIOS SISTEMA MODULAR

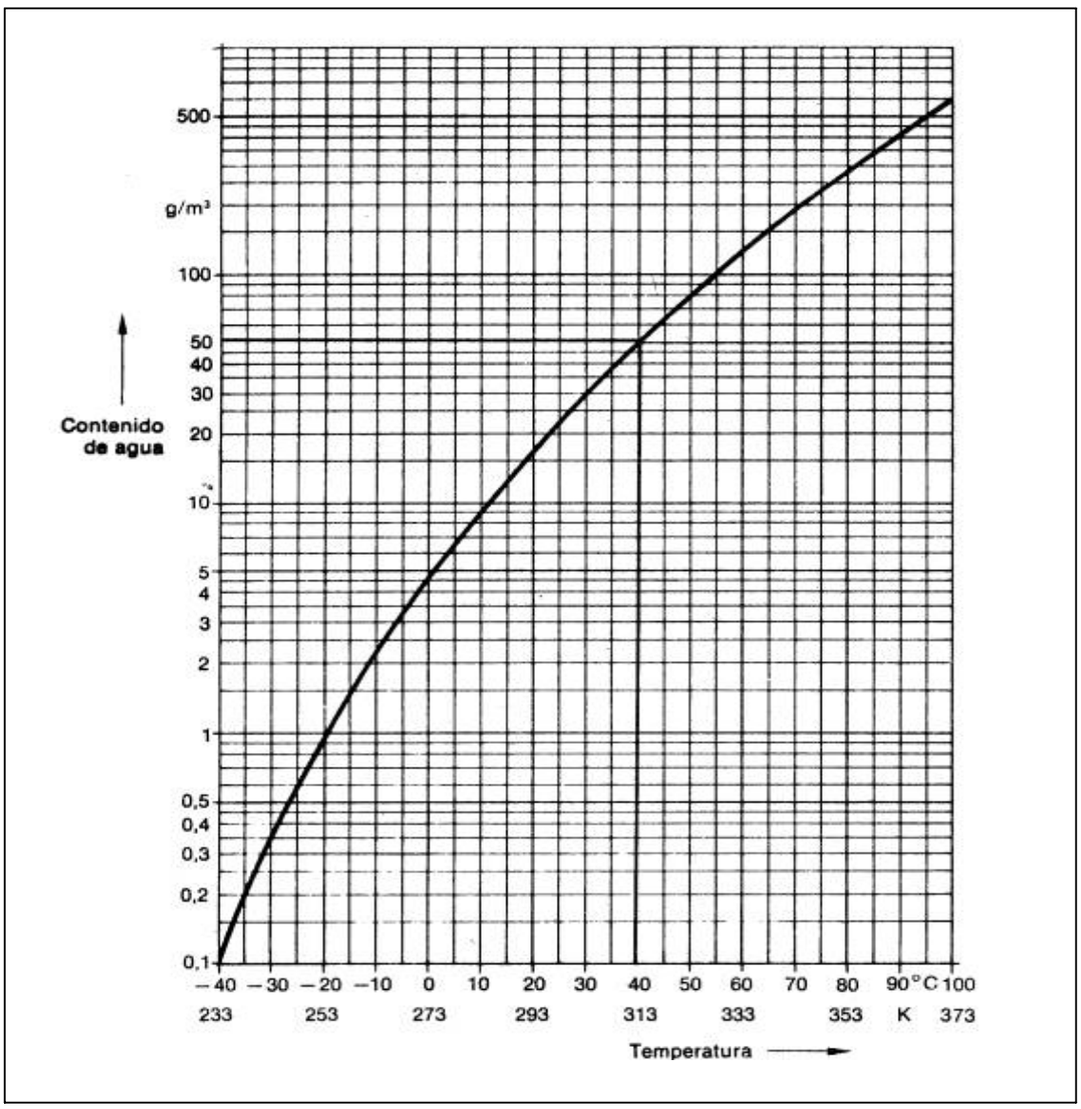
ACCESORIO	CONEXION	L	Nº CATALOGO
ABRAZADERA 	-	-	GPA-95-292
KIT TERMINALES 	R 1/4˝	29,5	GPA-95-226
	R 3/8˝	29,5	GPA-95-227
	R 1/2˝	29,5	GPA-95-228
	R 3/4˝	36,5	GPA-95-322
	R 1˝	36,5	GPA-95-323
SOPORTE CONEXION EN ANGULO RECTO 	-	-	GPA-95-043
BLOQUE DE DISTRIBUCION 	-	-	GPA-95-918

ACCESORIO	CONEXION	L	Nº CATALOGO
ABRAZADERA SOPORTE 	-	-	GPA-95-969
KIT ADAPTADORES  Para incorporar unidades convencionales al sistema modular	R 1/4˝	30	GPA-95-038
	R 3/8˝	30	GPA-95-039
	R 1/2˝	30	GPA-95-040
VALVULA DE AISLAMIENTO 3/2 	R 1/4˝	-	GPA-95-099
	R 3/8˝		GPA-95-100
	R 1/2˝		GPA-95-101
JUNTA TORICA (REPUESTO)	-	-	GPA-95-112

Anexo 10.- Calidades del aire comprimido, según ISO 8573.1

Calidad del aire comprimido ISO 8573.1					
Clase	Partículas sólidas: número máximo de partículas por m³			Agua: Punto de rocío a presión (ºC)	Aceite: (Incl. vapor) mg/m³
	0.1-0.5 Micra	0.5-1.0 Micra	1.0-5.0 Micra		
1	100	1	0	-70	0.01
2	10,000	1,000	10	-40	0.1
3	-	10,000	500	-20	1
4	-	-	1,000	3	5
5	-	-	20,000	7	-
6	-	-	-	10	-

Anexo 11.- Diagrama de saturación del aire en función de la temperatura.



Anexo 12.- Germanischer Lloyd's "Sección B"

8.7 During loading and unloading periods an hourly air change rate greater than that specified in 8.6 is to be maintained. (On ships subject to supervision by See-Berufsgenossenschaft, 20 changes of air per hour are required.)

8.8 The portions of air ducts for other rooms which are routed through the hold are to be gas-tight.

8.9 Tween-deck penetrations must have a coaming height of 380 mm.

8.10 Fire dampers must be capable of being closed quickly and efficiently under all sea conditions and in all weathers.

8.11 Air ducts are to be made of steel.

8.12 When installing electrical drives and equipment for ventilating systems, attention is to be paid to the protection zone 0.45 m above each enclosed deck on which motor vehicles are carried. In unfavourable circumstances, an accumulation of combustible or explosive gases and/or vapours is liable to occur in this zone.

If operational considerations render it necessary to install electrical equipment for ventilating systems within the protection zone, such equipment must have explosion-proof enclosure.

For details see the Rules for the Construction of Electrical Installations (Chapter 3), Section 14.

8.13 Electrical drives and equipment (e.g. fan motors) located in the exhaust airstream must have explosion-proof enclosure and conform, as a minimum requirement, to explosion group II A and temperature class T 3.

8.14 Air outlets must be located at a safe distance from possible sources of ignition.

These sources of ignition include the ventilator openings of rooms containing electrical equipment without explosion-proof enclosure.

8.15 The design of ventilators must conform to A. 8.15.

9. Main and auxiliary engine rooms and boiler rooms

9.1 Mechanical ventilation is to be provided which is sufficient to ensure the reliable operation of the plant under all operating conditions and in all weathers (cf. A. 6.6).

The required total amount of air is to be supplied to these spaces via openings which do not need weathertight closures according to Reg. 19(3) of the LLC 1966.

9.2 The ventilating system of engine and boiler rooms may not be connected to the ventilating systems of other ship's rooms/spaces.

9.3 The air is to be conducted in such a way as to avoid local accumulations of heat wherever possible (e.g. by means of a secondary system of selective ventilation or by under-floor ducting of exhaust air).

9.4 The stream of supply air shall not be directed immediately towards hot machine parts, turbine components, measuring instruments or switchboards. Electrical machinery and installations (switch cabinets, etc.) are to be protected such that water particles having penetrated into the air ducts will not cause disturbances. Risks of this kind are to be minimized by appropriate duct and air outlet arrangement.

9.5 In the vicinity of switchgear and essential electrical machinery (generators, electrical propulsion units), air ducts are to be routed in such a way that possible leakages cannot jeopardize the electrical equipment.

9.6 The ventilating system is to be so installed that no gases can accumulate even below deck between the deck beams.

9.7 The ventilating system must be sufficient to prevent the accumulation of oil vapours under normal operating conditions.

9.8 Engine room ventilator openings in the vicinity of the navigating bridge are to be designed to avoid as far as possible any adverse effects on the operation of the ship due to suction and mechanical noise.

9.9 The number of engine room ventilator openings shall be kept to a minimum.

9.10 Mechanical engine room ventilators are to be provided with two switching points, one of which must be located at a central point outside the engine room.

The switching point outside the engine room must be electrically separated from the switching points of other ventilators.

9.11 The power supply to the engine room ventilators must be designed to prevent a total loss of engine room ventilation when non-essential consumers are disconnected due to overloading of the generator.

9.12 The exhaust air of air-cooled motors shall not cause any inadmissible permanent temperature rise in the spaces in which they are installed. If necessary, special exhaust ducts are to be fitted.

9.13 Where individual engine rooms have separate arrangements for flooding with CO_2, the ventilating system must also be separate.

9.14 It is to be ensured by an appropriate ventilating system that following flooding of the engine room with CO_2 the operating room has definitely been freed from gas.

9.15 In engine and boiler rooms, the air flow is to be calculated by reference to the heat dissipated by all the equipment installed in the space.

For determination of the volume of air, DIN ISO 8861 defines the design criteria and computation methods to be applied for ventilation of engine rooms aboard seagoing merchant vessels propelled by diesel engines.

The mean air temperature in the room shall not exceed the outside temperature by more than 15°C (cf. 9.19). *)

9.16 All air balance openings (such as skylights, funnel openings, etc.) must be provided with means of closure from outside. **)

9.17 Control points for funnel flaps and fire dampers are to be provided on deck outside the engine rooms. These points must continue to be accessible in the event of a fire in the ventilated space.

9.18 The ventilating system serving the space containing the power source for the emergency fire pump must be sufficient to keep this space free from smoke in the event of a fire in the engine room (cf. B.18).

*) For ships subject to supervision by See-Berufsgenossenschaft, 12,5°C in the case of unrestricted trade, otherwise also 15°C.

**) Movable shutters are not allowed on ships subject to supervision by See-Berufsgenossenschaft.

10 to 15 changes of air per hour should be attained.

9.19 Electrical installations, equipment and cables are generally designed for an ambient temperature of 45°C. Care is to be taken to ensure that, wherever possible, this temperature is not exceeded in any part of the engine room (cf. 9.15).

9.20 Enclosed cable ducts for power circuits, especially for electrical propeller drives, are to be provided with selective mechanical ventilation.

9.21 Switchboards, current converters, switchgear cabinets, etc. are to be ventilated from the bottom upwards.

9.22 For ships subject to supervision by See-Berufsgenossenschaft, the SBG design criteria for engine room ventilating systems are to be complied with. Reference should be made to the Standard quoted in 9.15.

10. Electrical machines

10.1 Cooling air taken from the engine room for electrical machines with forced ventilation shall, as far as possible, be free from oil vapour, dust and liquid particles.

10.2 Exhaust air expelled into the engine room shall not short-circuit the air flow, thereby causing these machines to overheat.

10.3 The air supply and exhaust system must ensure satisfactory operation even in heavy weather.

10.4 Where, in enclosed ventilated machines, filters are mounted in the forced ventilation circuit of electrical machines, temperature detectors are to be fitted which trip an alarm in the event of an excessive rise in the winding temperature.

10.5 Where electrical machines are provided with forced-draught ventilation (supplied by their own mechanical fans), the failure of the latter shall trip an alarm.

Where machines are fitted with air ducts leading to the upper deck, the motors driving these fans must be provided with an emergency disconnecting switch outside the engine room.

Bibliografía

1. Motores de combustión interna y Turbinas a gas.
(Segunda edición 1995)
Daniel Carbonero Mesas.

2. Maquinaria Marítima Auxiliar
Biblioteca Náutica UTEHA.

3. Tesis nº145: “Consideraciones generales en el diseño de una sala de maquinas”.
José Pedro Caro Espinosa.

4. Dispositivos neumáticos.
W. Deppert / K. Stoll

5. Reglamento de la sociedad de clasificación Lloyd’s Register of Shipping.

6. Reglamento de la sociedad de clasificación Germanischer Lloyd’s.

7. Marine engineering practice,Volumen 1 “Selección, instalación y mantenimiento de compresores marinos”.
L.Sterling, C.Eng., M.I.Mar.E.

8. Aplicaciones de la neumatica.
W. Deppert / K. Stoll

9. Marine Diesel engines.
C.C.Pounder; Quinta edición.

10. Marine internal combustión engines.
N. Petrovsky.

11. Motores Diesel “Funcionamiento y servicio”.
Ingeniero Pedro Sarmiento.

Direcciones Web visitadas

1. www.sapiens.itgo.com/neumatica/index.htm.
2. www.elion.es
3. www.monografias.com
4. www.festo.com
5. www.mantenimientomundial.com
6. www.reliablesprinkler.com
7. http://personales.ya.com/universal/TermoWeb/index.html
8. www.lr.org
9. www.irco.com
10. www.wgm.es
11. www.festo-pneumatic.com
12. www.B&W.com
13. www.wärtsillä.com
14. www.compair.com