

DISEÑO CONSTRUCCION Y ESTUDIO DE UN BANCO DE PRUEBAS
DE COMPRESORES ALTERNATIVOS TRABAJANDO
INDIVIDUAL EN SERIE O PARALELO

ALEXANDER ESCOBAR
JOSE RAMIREZ GOMEZ
MISAEEL SAENZ DE LA OSSA

CARTAGENA DE INDIAS D.T. Y C.
CORPORACION UNIVERSITARIA TECNOLOGICA DE BIOLIVAR

1994

DISEÑO CONSTRUCCION Y ESTUDIO DE UN BANCO DE PRUEBAS
DE COMPRESORES ALTERNATIVOS TRABAJANDO
INDIVIDUAL EN SERIE O PARALELO

ALEXANDER ESCOBAR
JOSE RAMIREZ GOMEZ
MISAEEL SAENZ DE LA OSSA

Trabajo presentado como requisito para obtener el título de
Ingeniero Mecánico

CARTAGENA DE INDIAS D.T. Y C.
CORPORACION UNIVERSITARIA TECNOLOGICA DE BIOLIVAR

1994

CONTENIDO

	Pág
INTRODUCCION	1
1 CONCEPTOS GENERALES	3
1.1 DENSIDAD	3
1.2 PRESION	3
1.3 PRESION ATMOSFERICA	4
1.4 BAROMETROS	4
1.5 INDICADORES DE PRESION	5
1.6 MANOMETROS	5
1.7 MANOMETROS DE TUBO DE BOURDON	5
1.8 TEMPERATURA	6
1.9 TERMOMETROS	6
1.10 TEMPERATURA ABSOLUTA	7
1.11 ECUACION DE CONTINUIDAD	9
1.12 ECUACION DE BERNOULLI	9
1.13 VISCOSIDAD	9
1.14 NUMERO DE REYNOLDS	10
1.15 CALOR Y ENERGIA TERMICA	12
	Pág
1.16 CAPACIDAD CALORIFICA Y CALOR ESPECIFICO	12

1.17	PRIMERA LEY DE LA TERMODINAMICA	13
1.18	SEGUNDA LEY DE LA TERMODINAMICA	14
1.18.1	Enunciados de Kelvin - Planck y de Clausius	15
1.19	PROCESOS REVERSIBLES E IRREVERSIBLES	15
1.20	ENTROPIA	17
2	PROCESOS CON GAS IDEAL	18
2.1	GAS "IDEAL O "PERFECTO"	19
2.2	COMPOSICIÓN DEL AIRE	20
2.3	PROCESO A PRESION CONSTANTE	20
2.4	PROCESO A TEMPERATURA CONSTANTE	21
2.5	PROCESO A VOLUMEN CONSTANTE	22
2.6	LA LEY GENERAL DE LOS GASES	23
2.7	CALOR ESPECIFICO DE LOS GASES	24
2.8	PROCESO ADIABATICO	25
2.9	COMPARACION ENTRE LOS PROCESOS ADIABATICO E ISOTERMICO	27
2.10	TRABAJO ADIABATICO	29
2.11	TRABAJO REAL DE COMPRESION	30
2.12	RENDIMIENTO ADIABATICO	30
2.13	PROCESO POLITROPICO	31
2.14	TRABAJO POLITROPICO	33
2.15	RENDIMIENTO POLITROPICO	33
3	LOS COMPRESORES	35
3.1	OBJETIVOS DE LA COMPRESION	35
		Pág
3.2	METODOS DE COMPRESION	35

3.2.1	Desplazamiento positivo (Flujo intermitente)	36
3.2.1.1	Atrapar cantidades consecutivas de gas en una cámara, reducir el volumen (incrementando así la presión) y empujar luego el gas comprimido fuera de la cámara	36
3.2.1.2	Atrapar cantidades consecutivas de gas en un espacio cerrado, trasladarlo sin cambio de volumen a la descarga de un sistema de alta presión y, comprimir el gas por contraflujo del sistema de descarga; finalmente empujar el gas comprimido fuera de la cámara	36
3.2.2	Flujo Continuo	37
3.2.2.1	Compresores Dinámicos	37
3.2.2.2	Eyectores	37
3.3	TIPOS DE COMPRESORES	37
3.3.1	Desplazamiento positivo (flujo intermitente)	37
3.3.1.1	Compresores reciprocantes	37
3.3.1.2	Compresores rotativos de desplazamiento positivo	38
3.3.1.3	Compresores de paletas deslizantes	38
3.3.1.4	Compresores de pistón líquido	38
3.3.1.5	Compresores de lóbulo recto	38
3.3.1.6	Compresores de tornillos rotativos o de lóbulos helicoidales	38
3.3.2	Flujo continuo	39
3.3.2.1	Compresores dinámicos	39
3.3.2.2	Compresores centrífugos	39
3.3.2.3	Compresores axiales	39
		Pág
3.3.2.4	Compresores de flujo mixto	39
3.3.2.5	Eyectores	39

3.4	PRINCIPIOS DE OPERACION	40
3.4.1	Compresor reciprocante	40
3.4.2	Compresor de paletas deslizantes	45
3.4.3	Compresores de pistón líquido	46
3.4.4	El compresor de doble impulsor y lóbulo recto	47
3.4.5	El compresor de tornillo rotativo	51
3.4.6	Compresor dinámico	54
3.4.7	Compresor centrífugo	55
3.4.8	Compresor de flujo axial	56
3.4.9	Compresor de flujo mixto	57
3.4.10	El Eyector	58
4	COMPRESORES RECIPROCANTES	61
4.1	INFLUENCIA DEL ESPACIO MUERTO	61
4.2	INFLUENCIA DE LAS IMPERFECCIONES DE LA MAQUINA DIAGRAMA REAL	64
4.3	CLASIFICACION DE LOS COMPRESORES RECIPROCANTES	66
4.3.1	Según la acción	66
4.3.1.1	Compresores de simple acción	67
4.3.1.2	Compresores de doble acción	67
4.3.2	Según el número de etapas	67
4.3.2.1	Compresores de una etapa	67
4.3.2.2	Compresores de dos etapas	68
4.4	PARTES DE UN COMPRESOR RECIPROCANTE	68
		Pág
4.4.1	Carcasa	68
4.4.2	Eje principal	68

4.4.3	Cojinetes principales	69
4.4.4	Crucetas	69
4.4.5	Bielas	69
4.4.6	Cilindros	69
4.4.7	Pistón	70
4.4.8	Válvulas	70
4.4.9	Depósito de aire	70
4.5	REFRIGERACION DE LOS COMPRESORES RECIPROCANTES	71
4.6	LUBRICACION	73
4.6.1	Propiedades del aceite lubricante	73
4.6.2	Lubricantes para compresores	75
4.7	SISTEMAS DE REGULACION	76
4.7.1	Regulación mecánica (por válvula piloto)	77
4.7.2	Regulación electromecánica	77
5	DISEÑO DEL BANCO DE PRUEBAS Y FUNCIONAMIENTO DEL MISMO	79
5.1	ALTERNATIVAS DE DISEÑO Y ESCOGENCIA DE SOLUCION	79
5.2	ELEMENTOS DEL BANCO	80
5.2.1	Compresores	80
5.2.2	Motores	83
5.2.3	Válvulas	82
5.2.4	Tanque de descarga	83
5.2.5	Manómetros	84
		Pág
5.2.6	Medidores de temperatura	84
5.2.7	Tubería	84
5.2.8	Racorería	86

5.2.9	Poleas	86
5.2.10	Correas	86
5.2.11	Estructura metálica y panel de control	87
5.2.12	Flujómetro	87
5.2.13	Descripción del circuito eléctrico del banco	88
5.2.14	Sistema graficador	88
5.2.15	Cálculo y diseño del diagramador de presión	90
5.3	FUNCIONAMIENTO DEL EQUIPO	91
5.3.1	Funcionamiento del compresor N° 1 trabajando individualmente por el Bay-pass	92
5.3.2	Funcionamiento del compresor N° 1 trabajando individualmente con tanque	92
5.3.3	Funcionamiento del compresor N° 2 trabajando individualmente por el By-pass	93
5.3.4	Funcionamiento del compresor N° 2 trabajando individualmente con tanque	93
5.3.5	Funcionamiento en serie de los compresores por el By-pass	94
5.3.6	Funcionamiento en serie de los compresores con tanque	94
5.3.7	Funcionamiento en paralelo de los compresores trabajando por el By-pass	95
5.3.8	Funcionamiento en paralelo de los compresores trabajando con tanque	96
5.3.9	Funcionamiento del sistema graficador (PVs 6)	96
		Pág
5.3.9.1.	Compresor N° 1	96
5.3.9.2.	Compresor N° 2	97
6	CALCULO DE LAS PRUEBAS REALIZADAS	98

6.1	CALCULOS PRELIMINARES	98
6.2	COMPRESOR N° 1 TRABAJANDO INDIVIDUALMENTE POR EL BY-PASS	101
6.3	COMPRESOR N° 1 TRABAJANDO INDIVIDUALMENTE CON TANQUE	105
6.4	COMPRESORES N° 1 Y N° 2 FUNCIONANDO EN SERIE	108
6.5	COMPRESOR N° 1 Y N° 2 FUNCIONANDO EN PARALELO	109
	CONCLUSIONES	118
	BIBLIOGRAFIA	120

A N E X O S

MANUAL DE OPERACION Y MANTENIMIENTO
DEL BANCO DE PRUEBAS DE COMPRESORES

ALEXANDER ESCOBAR
JOSE RAMIREZ GOMEZ
MISAEEL SAENZ DE LA OSSA

CARTAGENA DE INDIAS D.T. Y C.
CORPORACION UNIVERSITARIA TECNOLOGICA DE BOLIVAR

1994

LISTA DE TABLAS

	Pág
TABLA 1.Datos obtenidos en la prueba del Compresor No. 1 por el by-pass	101
TABLA 2.Datos obtenidos en la prueba del Compresor No. 1 por el tanque	105
TABLA 3.Datos obtenidos en la prueba Compresor No. 1 en serie	108
TABLA 4.Datos obtenidos en la prueba Compresor No. 2 en serie	108
TABLA 5.Datos obtenidos en la prueba Compresor No. 1 en paralelo	109
TABLA 6.Datos obtenidos en la prueba Compresor No. 2 en paralelo	109

LISTA DE FIGURAS

	Pág
FIGURA 1.Proceso reversible	16
FIGURA 2.Proceso adiabático	26
FIGURA 3.Proceso politrópico	33
FIGURA 4.Tipo de compresores	36
FIGURA 5.Inicio del ciclo	41
FIGURA 6.Compresión	41
FIGURA 7.Descarga	42
FIGURA 8.Expansión	43
FIGURA 9.Admisión	43
FIGURA 10.Diagrama P_v de una compresión en 2 etapas	44
FIGURA 11.Compresión de paleta deslizante	45
FIGURA 12.Compresor de pistón líquido	46
FIGURA 13.Compresor de lóbulo recto A	49
FIGURA 14.Compresor de lóbulo recto B	49
FIGURA 15.Diagrama C del compresor de lóbulo recto	50

Pág

FIGURA 16.Diagrama D del compresor de lóbulo recto	51
FIGURA 17.Secciones de un compresor de tornillo rotativo	53
FIGURA 18.Proceso de un compresor de tornillo rotativo	53
FIGURA 19.Compresor centrífugo	56
FIGURA 20.Compresor axial	57
FIGURA 21.Compresor de tipo mixto	58
FIGURA 22.Descripción del funcionamiento de un eyector	59
FIGURA 23.Diagrama real	63
FIGURA 24.Diagrama esquemático del banco de pruebas	83
FIGURA 25.Diagrama esquemático del circuito eléctrico	89

LISTA DE ANEXOS

	Pág
ANEXO A.Gráfica P G _s del compresor No. 1 funcionando individual con tanque	121
ANEXO B.Gráfica P G _s del compresor No. 2 funcionando en serie	122
ANEXO C.Gráfica P G _s del compresor No. 1 funcionando individual por el by-pass	123

INTRODUCCION

Al revisar el Laboratorio de Térmicas de la Corporación Universitaria Tecnológica de Bolívar, se observó que todos los equipos didácticos existentes en dicho laboratorio para realizar los ensayos, fueron diseñados y construidos por estudiantes de Ingeniería Mecánica de la Universidad como proyectos de grado. Examinando estos equipos para determinar cuáles de ellos podrían mejorarse en la ejecución de nuevos proyectos de grado, se notó que el laboratorio podría adecuarse con nuevos equipos.

Entre los equipos del laboratorio se encontraron bancos para ensayos de funcionamiento de algunos tipos de bombas pero se observó que no existían bancos análogos de compresores o de ventiladores. Se determinó que resultaría conveniente implementar un banco de ensayos de algún tipo de compresor para mejorar así el servicio prestado por el laboratorio a los profesores y estudiantes de Ingeniería Mecánica.

El principal objetivo de este proyecto es diseñar, construir y montar un banco didáctico de pruebas de compresores alternativos que funcionen individualmente en paralelo y en

serie. El banco se diseñará específicamente con fines de enseñanza para que sea utilizado por los estudiantes en la realización de sus prácticas de laboratorio.

La importancia del proyecto radica en que complementará las ayudas didácticas brindadas a los estudiantes de Ingeniería Mecánica para comprobar en la práctica el funcionamiento de las máquinas de flujo que estudian en la teoría. Los estudiantes podrán observar el funcionamiento real de los compresores alternativos.

La metodología a seguir para la realización del proyecto será recopilar, clasificar y evaluar información referente a los compresores, en especial a los compresores alternativos. Esta información servirá de base para la elaboración del marco teórico y para el diseño, construcción y montaje del banco de compresores.

1 CONCEPTOS GENERALES

2.1 DENSIDAD

La densidad de un material homogéneo se define como su masa por unidad de volumen. Sus unidades son un kilogramo por metro cúbico ($1\text{Kg}/\text{m}^3$) en el sistema SI.

Matemáticamente la densidad se expresa como:

$$\rho = \frac{m}{v} \quad (\text{Ecuación 1.1.})$$

Donde:

ρ = Densidad en Kg/m^3

m = Masa en Kg

v = Volumen en m^3

2.3 PRESION

Presión es la fuerza ejercida por unidad de área. Puede describirse como una medida de la intensidad de una fuerza en un punto cualquiera sobre la superficie de contacto. Esta relación queda expresada por la ecuación:

$$P = \frac{F}{A} \quad (\text{Ecuación 1.2})$$

Donde:

P = Presión en N/M²

F = Fuerza en Newton

A = Area en m²

2.5PRESION ATMOSFERICA

La tierra está rodeada de una cubierta de aire atmosférico que se extiende hacia arriba de la superficie de ella hasta una distancia de 50 millas o más. Debido a que este aire tiene masa y está sujeta a la acción de la gravedad, ésta ejerce una presión que se reconoce como presión atmosférica.

2.7 BAROMETROS

Los barómetros son instrumentos que se utilizan para medir la presión de la atmósfera y son de varios tipos.

2.9 INDICADORES DE PRESION

Los indicadores de presión son instrumentos que se utilizan para medir la presión de un fluido (gaseoso o líquido) en un depósito cerrado.

2.11 MANOMETROS

El manómetro utiliza una columna de líquido para medir la presión, la altura de la columna es una indicación de la magnitud de la presión. El líquido que se usa en los manómetros por lo general es agua o mercurio.

2.13 MANOMETROS DE TUBO DE BOURDON

Los manómetros de tubo de Bourdon son muy usados para medir presiones altas.

El tubo de Bourdon es un tubo metálico curvado elípticamente, que tiende a enderezarse al aumentar la presión del fluido dentro del tubo y a flexionarse cuando se disminuye la presión en el mismo. Cualquier cambio que se tenga en la curvatura del tubo le comunica movimiento a la aguja indicadora del manómetro a través de un sistema de engranes.

2.15 TEMPERATURA

Es la propiedad que determina si un cuerpo está o no en equilibrio térmico con otros cuerpos. Es decir, dos cuerpos en equilibrio térmico entre sí se encuentran a la misma temperatura. Recíprocamente, si dos cuerpos tienen temperaturas diferentes no pueden estar en equilibrio térmico entre sí.

2.17 TERMOMETROS

El termómetro es el instrumento más comúnmente utilizado para medir la temperatura. El funcionamiento de casi todos los termómetros depende de la propiedad de un líquido para expandirse o contraerse si su temperatura se aumenta o se

disminuye. El alcohol y el mercurio son los líquidos más utilizados en los termómetros.

Las escalas de temperatura Celsius y Fahrenheit son las que en la actualidad más se utilizan.

En la escala Celsius, arbitrariamente se llama punto cero al punto de congelación del agua bajo presión barométrica estándar y se designa con 100 al punto bajo el cual el agua hierve a presión barométrica estándar. A la distancia sobre la escala entre estos dos puntos dividida entre 100 se le llama grado, de tal manera que la diferencia entre los puntos de congelación y ebullición del agua en la escala Celsius es 100° . El agua se congela a 0°C y hierve a 100°C .

En la escala Fahrenheit, el punto a la cual el agua se congela se le asignó como 32° , y al punto al cual el agua hierve como 212° . Entonces se tiene 180 unidades entre los puntos de congelación y ebullición del agua. El punto de referencia en la escala Fahrenheit está colocado a 32 unidades o grados abajo del punto de congelación del agua.

Las lecturas de temperatura de una escala pueden convertirse a lecturas sobre la otra escala usando alguna de las siguientes ecuaciones:

$$^{\circ}\text{F} = 9/5^{\circ}\text{C} + 32 \quad (\text{Ecuación 1.3})$$

$$^{\circ}\text{C} = 5/9(^{\circ}\text{F} - 32) \quad (\text{Ecuación 1.4})$$

2.19 TEMPERATURA ABSOLUTA

Las lecturas de temperaturas obtenidas de cualquiera de las escalas Fahrenheit o Celsius están basadas en puntos cero seleccionados arbitrariamente, que como ya se ha indicado no coinciden en las dos escalas. Cuando sólo se desea conocer el cambio de temperatura que ocurre durante un proceso o la temperatura de una sustancia en relación con algún punto de referencia conocido, estas lecturas son adecuadas. Sin embargo, cuando las lecturas de temperatura deben aplicarse a ecuaciones que relacionan ciertas leyes fundamentales, es necesario utilizar lectura de temperatura cuyo punto de referencia sea el verdadero o la temperatura de cero absoluto. Algunos experimentos han indicado que tal punto, conocido como cero absoluto, existe aproximadamente a -460°F o -273°C .

Una lectura de temperatura sobre la escala Fahrenheit puede convertirse a temperatura absoluta sumándole 460° a la lectura Fahrenheit. La temperatura resultante es en grados Rankine ($^{\circ}\text{R}$).

De igual manera las temperaturas Celsius pueden convertirse a temperaturas absolutas agregando 273° a la lectura Celsius.

La temperatura resultante es en grados Kelvin ($^{\circ}\text{K}$).

Se usan las siguientes relaciones para convertir de y a temperaturas absolutas:

$$^{\circ}\text{R} = ^{\circ}\text{F} + 460^{\circ} \quad (\text{Ecuación 1.5})$$

$$^{\circ}\text{F} = ^{\circ}\text{R} - 460^{\circ} \quad (\text{Ecuación 1.6})$$

$$^{\circ}\text{K} = ^{\circ}\text{C} + 273^{\circ} \quad (\text{Ecuación 1.7})$$

$$^{\circ}\text{C} = ^{\circ}\text{K} - 273^{\circ} \quad (\text{Ecuación 1.8})$$

2.21 ECUACION DE CONTINUIDAD

La ecuación de continuidad es una expresión matemática del hecho de que la velocidad neta del flujo de masa por unidad de tiempo hacia el interior, a través de cualquier superficie cerrada es igual al aumento de masa por unidad de tiempo dentro de la superficie.

La ecuación de la continuidad expresada matemáticamente es:

$$A_1 V_1 = A_2 V_2 \quad (\text{Ecuación 1.9})$$

2.23 ECUACION DE BERNOUILLI

La ecuación de Bernouilli expresa que a través de una línea de corriente la sumatoria de las energías de presión, cinética y potencial se mantienen constante, es decir:

$$P + \rho gy + \frac{1}{2}\rho V_1^2 = \text{Constante} \quad (\text{Ecuación 1.10}).$$

2.25 VISCOSIDAD

La viscosidad se define como una medida de la resistencia de un fluido a deformarse bajo la acción de un esfuerzo de corte.

La Ley de la Viscosidad de Newton establece que el esfuerzo constante es proporcional al gradiente de velocidad transversal, siendo la constante de proporcionalidad, la viscosidad del fluido.

$$\tau = \mu \frac{\partial U}{\partial Y} \quad (\text{Ecuación 1.11})$$

Donde:

$$\tau = \text{Esfuerzo de corte}$$

μ = Viscosidad
 $\frac{\partial U}{\partial Y}$ = Gradiente de velocidad

2.27 NUMERO DE REYNOLDS

Cuando la velocidad de un fluido que se mueve en un tubo sobrepasa un determinado valor crítico (que depende de la propiedad del fluido y del diámetro del tubo), la naturaleza del flujo se hace extraordinariamente complicada. Dentro de una capa muy delgada adyacente a las paredes del tubo, denominada capa límite, el flujo sigue siendo laminar.

Más allá de la capa límite el flujo es enormemente irregular. Un régimen de esta clase se denomina turbulento.

Los experimentos indican que es una combinación de cuatro factores lo que determina cuando el régimen de un fluido a través de un tubo o conducto es laminar o turbulento.

Esta combinación se conoce como el número de Reynolds, y se define mediante la expresión.

$$NR = \frac{\rho V D}{M} \quad (\text{Ecuación 1.12})$$

Donde:

NR = Número de Reynolds
 ρ = Densidad del fluido
V = Velocidad del fluido
D = Diámetro del tubo
M = Viscosidad del fluido

Diversos experimentos han demostrado que cuando el número de Reynolds es menor que aproximadamente 2.000, el régimen es laminar, mientras que por encima de 3.000 el régimen es turbulento.

2.29 CALOR Y ENERGÍA TÉRMICA

Los conceptos de calor y de energía interna de una sustancia parecen ser sinónimos, pero existe una distinción sutil entre ellos. Sólo se debe utilizar la palabra calor para describir la energía transferida de un lugar a otro; es decir, el flujo de calor es una transferencia de energía que se lleva a cabo como una consecuencia de las diferencias en la temperatura únicamente.

La energía interna es aquella que tiene una sustancia a cierta temperatura y que está asociada con el movimiento interno de

sus átomos y moléculas. En otras palabras, la energía interna de un gas es esencialmente su energía cinética a escala microscópica; entre mayor sea la temperatura de un gas, mayor es su energía interna si se agrega calor a un gas; su energía interna aumenta y su temperatura se eleva.

2.31CAPACIDAD CALORIFICA Y CALOR ESPECIFICO

La capacidad calorífica C de cualquier sustancia se define como la cantidad de energía calorífica necesaria para elevar la temperatura de esa sustancia en un grado Celsius.

En la práctica, frecuentemente es muy útil trabajar con el calor específico c , definido como la capacidad calorífica por unidad de masa.

$$e = \frac{C}{M} \quad (\text{Ecuación 1.13})$$

2.33PRIMERA LEY DE LA TERMODINAMICA

La primera ley de la termodinámica es una generalización de la ley de la conservación de la energía que incluye los cambios

en la energía interna.

Suponga que un sistema termodinámico sufre un cambio, desde un estado inicial a uno final, en el que se absorben (o se eliminan) Q unidades de calor y W es el trabajo realizado por o (sobre) el sistema. Por ejemplo, el sistema puede ser un gas cuya presión y volumen cambian de P_1, V_1 a P_2, V_2 . Si se calcula la cantidad $Q - W$ para diversas trayectorias que unan los estados de equilibrio inicial y final (es decir, para diversos procesos), se encuentra que $Q - W$ es igual para todas las trayectorias que unan esos estados.

Se concluye que la cantidad $Q - W$ queda completamente determinada por los estados inicial y final del sistema, y a la cantidad $Q - W$ se le da el nombre de cambio en la energía interna del sistema. Aunque tanto Q como W depende de la trayectoria, la cantidad $Q - W$, es decir, el cambio en la energía interna, es independiente de la trayectoria. Si se representa la función de energía interna por la letra U , entonces el cambio de la energía interna, $\Delta U = U_f - U_i$ se puede expresar como:

$$\Delta U = U_f - U_i = Q - W \quad (\text{Ecuación 1.14})$$

2.35 SEGUNDA LEY DE LA TERMODINAMICA

Una descripción física de la segunda ley es la siguiente:

- El flujo de calor desde una temperatura alta hacia una baja, en ausencia de otros efectos. Esto significa que un cuerpo caliente se enfría al ponerse en contacto con un cuerpo de temperatura inferior, lo que nunca sucede en sentido inverso.

- Cuando dos gases se colocan en una cámara aislada, se mezclan uniformemente en toda la cámara; pero una vez mezclados, no se separan espontáneamente.

- Una batería se descarga a través de una resistencia, con desprendimiento de una cierta cantidad de energía; pero no puede realizarse el fenómeno a la inversa, es decir, suministrar energía a la resistencia por calentamiento a fin de producir la carga de la batería.

- No es posible construir una máquina dispositiva que opere continuamente, recibiendo calor de una sola fuente y produciendo una cantidad equivalente de trabajo.

2.36.1 Enunciados de Kelvin - Planck y de Clausius.

Enunciado de Clausius. Es imposible construir un aparato que funcione según un ciclo cerrado y cuyo único efecto sea el de

transferir calor de un cuerpo frío a un cuerpo más caliente.

Enunciados de Kelvin - Planck. Es imposible construir un aparato que funcione según un ciclo cerrado y cuyo único efecto sea el de producir trabajo e intercambiar calor teniendo una sola fuente de calor.

2.37 PROCESOS REVERSIBLES E IRREVERSIBLES

Un proceso es irreversible si el sistema y sus alrededores no pueden regresarse a sus estados iniciales. Los procesos que comprenden la conversión de la energía mecánica en energía interna, como el deslizamiento del bloque sobre una superficie áspera, son irreversibles.

Una vez que el bloque ha llegado hasta el reposo, su energía interna y la de la masa no pueden convertirse nuevamente por completo en energía mecánica. El proceso sólo puede invertirse realizando trabajo externo, es decir, cambiando el medio circundante.

Un proceso es reversible si el sistema pasa del estado inicial al final a través de una sucesión de estados de equilibrio. Si un proceso real ocurre cuasiestáticamente, es decir, lo

suficientemente lento como para que cada estado sólo se separe del equilibrio en una cantidad infinitesimal, se puede considerar reversible. Por ejemplo, es posible imaginar que se comprime un gas cuasiestáticamente, dejando caer algunos granos de arena sobre un émbolo sin fricción. Figura 1.

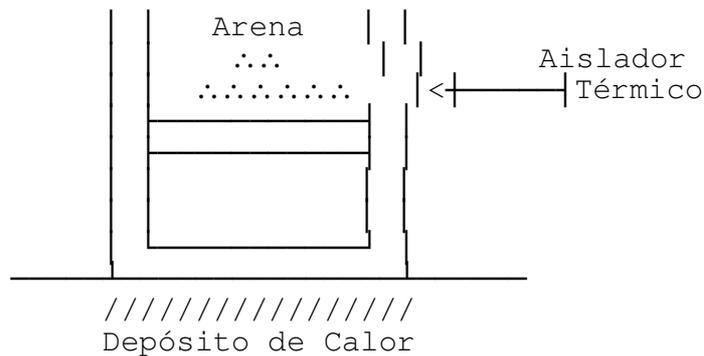


FIGURA 1. Proceso reversible.

La presión el volumen y la temperatura del gas quedan bien definidos durante la compresión isotérmica. El proceso se hace isotérmico colocando el gas en contacto térmico con un depósito de calor; algo de calor se transfiere del gas al depósito durante el proceso.

Cada vez que se agrega un grano de arena al émbolo, el volumen disminuye ligeramente, en tanto que la presión aumenta también ligeramente. Cada grano de arena agregado representa un cambio hacia un nuevo estado de equilibrio. Se puede invertir el proceso eliminando con toda lentitud los granos

de arena del émbolo.

2.39 ENTROPIA

La medida del desorden en un sistema se hace cuantitativa al introducir una cantidad llamada entropía. Por el momento podemos concebir la entropía como un sinónimo del "grado de desorden" de un sistema. Dicho de manera sencilla un aumento en el desorden equivale a un aumento en la entropía. Por ejemplo, la disposición fuertemente ordenada de los átomos de un cristal de cloruro de sodio tiene una entropía más baja que la disposición desordenada de los átomos en el cloruro de sodio fundido. La fase de vapor está incluso más desordenada y, como consecuencia, su entropía es mayor. No debe confundirse la entropía con la energía.

La energía total de un sistema cerrado permanece constante, en tanto que, por lo general, la entropía aumenta, nunca disminuye. De hecho, la entropía de un sistema cerrado tiende a incrementarse hacia un valor máximo. La entropía es un tanto abstracta y debe definirse con cuidado para cada caso.

El cambio de entropía se puede expresar matemáticamente como:

$$\Delta S = \int_1^2 \frac{dQ}{T} \quad (\text{Ecuación 1.15})$$

3 PROCESOS CON GAS IDEAL

4.1 GAS "IDEAL O "PERFECTO"

Se describe a un gas "perfecto" como aquel en el cual no se tienen interacciones entre las moléculas del gas. Las moléculas de tal gas son en totalidad libres e independientes las fuerzas de atracción entre ellas. Por lo tanto, nada de la energía transferida a, o de un gas ideal tiene algún efecto sobre la energía potencial interna.

El concepto de un gas perfecto o ideal simplifica en grande la solución de problemas referentes a los cambios en la condición de un gas.

Aun cuando no existe el gas ideal o perfecto, muchos gases tales como el aire, nitrógeno y helio se aproximan mucho a la condición de gas ideal de modo que son pequeños los errores que se tienen al hacer tal consideración en muchos casos prácticos.

4.3 COMPOSICIÓN DEL AIRE

El aire es una mezcla mecánica de gases y vapor de agua.

El aire seco (aire sin vapor de agua) está compuesto en esencia de nitrógeno (en volumen es próximo al 78%) y oxígeno (casi 21%), el resto 1% está formado por dióxido de carbono y cantidades pequeñas de otros gases, tales como hidrógeno, helio, neón y argón. Con respecto a estos componentes del aire seco, la composición del aire es de hecho la misma en todas partes.

Por otra parte, la cantidad de vapor de agua en el aire varía bastante de lugar a lugar y de acuerdo a las condiciones atmosféricas locales, y por lo normal es de 1% a 3% de la masa de la mezcla.

4.5 PROCESO A PRESION CONSTANTE

Si se suministra energía a un gas bajo la condición de que la presión del gas se conserva constante, el volumen del gas aumentará en proporción directa al cambio de la temperatura absoluta del gas. Esto constituye la ley de Charles para un

proceso a presión constante. Escrito como ecuación, con P constante.

$$T_1 V_2 = T_2 V_1 \quad (\text{Ecuación 2.1})$$

Donde

T_1 = Temperatura absoluta inicial del gas

T_2 = Temperatura absoluta final del gas

V_1 = Volumen inicial del gas

V_2 = Volumen final del gas

4.7 PROCESO A TEMPERATURA CONSTANTE

Cuando un gas es comprimido a temperatura constante, la velocidad de las moléculas permanece fija. El aumento de presión que ocurre es por el hecho de que se disminuye el volumen del gas y a que un número dado de moléculas de gas queda confinado en un espacio menor, de modo que la frecuencia de los impactos es mayor.

La ley de Boyle para un proceso a temperatura constante está representada por la siguiente ecuación. Permaneciendo constante la temperatura.

$$P_1 V_1 = P_2 V_2 \quad (\text{Ecuación 2.2})$$

Donde

P_1 = Presión absoluta inicial

P_2 = Presión absoluta final

V_1 = Volumen inicial

V_2 = Volumen final

4.9 PROCESO A VOLUMEN CONSTANTE

Supóngase que un gas está contenido en un cilindro cerrado de modo que su volumen no puede cambiar cuando es calentado o enfriado. Cuando se aumenta la temperatura debido a un suministro de energía, la presión absoluta se aumentará en proporción directa al aumento de la temperatura absoluta.

La siguiente ecuación representa la ley de Charles para un proceso a volumen constante.

Con un volumen constante

$$T_1 P_2 = T_2 P_1 \quad (\text{Ecuación 2.3})$$

Donde:

T_1 = Temperatura absoluta inicial

T_2 = Temperatura absoluta final

P_1 = Presión absoluta inicial

P_2 = Presión absoluta final

4.11LA LEY GENERAL DE LOS GASES

Combinando las leyes de Charles y Boyle se obtiene la siguiente ecuación:

$$\frac{P_1 V_1}{T_1} = \frac{P_2 V_2}{T_2} \quad (\text{Ecuación 2.4})$$

La ecuación 2.4 establece que para cualquier masa conocida de un gas, el producto de la presión absoluta y el volumen dividido entre la temperatura absoluta es siempre igual a una constante, esto es:

$$\frac{PV}{T} = \text{Constante} \quad (\text{Ecuación 2.5})$$

Desde luego que el valor de la constante es diferente para todos los gases y para un gas en particular, varía con la masa del gas. Sin embargo, para un gas particular cualquiera, se utiliza una masa de 1 Kg el volumen V representa el volumen específico v y la ecuación 2.5 puede ser escrita como:

$$\frac{Pv}{T} = R \quad (\text{Ecuación 2.6})$$

Donde R = Constante del gas en particular.

La constante del gas R es diferente para cada gas.

Multiplicando ambos lados de la ecuación 2.6 por la masa m, se obtiene:

$$Pmv = mRT \quad (\text{Ecuación 2.7})$$

Pero ya que

$$mv = V \quad (\text{Ecuación 2.8})$$

Entonces

$$PV = mRT \quad (\text{Ecuación 2.9})$$

Donde

P = Presión absoluta en Newton por metro cuadrado

V = Volumen en metros cuadrados

m = Masa en kilogramo

R = Constante del gas (Julios por kilogramo °K)

T = Temperatura absoluta en °K

4.13 CALOR ESPECIFICO DE LOS GASES

La cantidad de calor necesaria para elevar la temperatura en 1°C a 1Kg de gas permaneciendo constante el volumen del gas,

se le conoce como calor específico a volumen constante (C_v). Análogamente, la cantidad de calor necesaria para elevar en 1°C a 1Kg de gas permaneciendo constante la presión durante la expansión se le llama calor específico a presión constante (C_p). Para todos los gases el calor específico a presión constante es siempre mayor que el calor específico a volumen constante. La razón de esto se puede explicar con facilidad la cantidad de energía necesaria para aumentar la energía cinética interna de un gas hasta el punto de que la temperatura del gas se aumente en 1°C es exactamente igual para todos los procesos.

Ya que no se efectúa trabajo durante un proceso a volumen constante, la energía requerida será sólo para aumentar la energía cinética interna. Sin embargo durante un proceso a presión constante, el gas se expande en una cierta cantidad por cada grado de aumento de temperatura y se efectúa una cierta cantidad de trabajo. Por lo tanto, durante un proceso a presión constante, debe suministrarse energía para efectuar trabajo además de la necesaria para incrementar la energía cinética interna.

4.15 PROCESO ADIABATICO

Un proceso adiabático es aquel en el cual se supone que el gas durante el proceso al cambiar de condición, no hay transferencia de calor a, o de los alrededores. Además, la presión, el volumen y la temperatura varían durante el proceso adiabático, nada permanece constante.

Al igual que para cualquier otra expansión, cuando un gas se expande adiabáticamente, el gas efectúa trabajo externo y es necesario suministrar energía para efectuar dicho trabajo. En el proceso previamente descrito, el gas absorbe de la fuente externa la energía para efectuar trabajo. Debido a que durante un proceso adiabático no hay transferencia de calor de la fuente externa al gas, el gas deberá efectuar el trabajo a expensas de su propia energía. En una expansión adiabática se tiene siempre una disminución en la temperatura del gas a medida que el gas cede su propia energía interna para efectuar trabajo.

FIGURA 2. Proceso adiabático.

Cuando un gas es comprimido adiabáticamente, se efectúa trabajo sobre el gas mediante un cuerpo externo. La energía del gas se aumenta en una cantidad igual al trabajo efectuado, y debido a que no hay cedencia de energía térmica del gas al cuerpo externo. Durante la compresión, la energía térmica equivale al trabajo efectuado sobre el gas es utilizado para aumentar la energía interna del gas, aumentándose la temperatura del mismo.

Tal compresión tiene lugar a entropía constante y satisface a la relación

$$PV^\lambda = \text{CTE} \quad (\text{Ecuación 2.10})$$

Con

$$\lambda = \frac{C_p}{C_v}$$

En donde C_p y C_v son los calores específicos del fluido a presión constante y a volumen constante.

Combinando entre sí las relaciones (2.10) y (2.9) se obtiene la relación entre las temperaturas finales del fluido, T_2 y T_1 , en función, sea de la razón P_2/P_1 o bien de la razón V_1/V_2 :

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{(\lambda-1)}{\lambda}} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\lambda-1} \quad \text{Ecuación 2.11}$$

4.17 COMPARACION ENTRE LOS PROCESOS ADIABATICO E ISOTERMICO

Resulta de interés la comparación entre los procesos isotérmicos y adiabáticos. Mientras que un gas se expande, se efectúa un trabajo por el gas y se requiere de energía de alguna fuente para efectuar el trabajo. Si la expansión es isotérmica, toda la energía que produce el trabajo se suministra al gas en forma de calor desde una fuente externa. Debido a que la energía es suministrada al gas desde una fuente externa exactamente a la misma proporción en que el gas está efectuando trabajo, la energía del gas ni se aumenta ni se disminuye y, la temperatura del gas permanece constante durante el proceso. Por otra parte, en una expansión adiabática, no hay transferencia de calor al gas durante el proceso y, todo el trabajo de expansión debe hacerse a expensas de la energía interna del gas. Por lo tanto, la energía

interna del gas siempre se disminuye en una cantidad igual a la cantidad de trabajo efectuado y, en consecuencia disminuye la temperatura del gas.

Considérense ahora los procesos de compresión isotérmico y adiabático. En cualquier proceso de compresión, se efectúa un trabajo sobre el gas, causado por el elemento que comprime, por lo general un pistón y se transfiere al gas una cantidad de energía que es igual a la cantidad de trabajo efectuado. Durante el proceso de compresión isotérmica hay transferencia de energía en forma de calor del gas hacia un proceso o sumidero externo exactamente en la misma proporción a la que se está efectuando un trabajo sobre el gas. Por lo tanto, la energía interna del gas ni se aumenta ni se disminuye durante el proceso y la temperatura permanece constante. Por otra parte, durante la compresión adiabática, no se tiene transferencia de energía en forma de calor del gas hacia el sumidero externo. Por lo tanto, se suministra al gas una cantidad de energía que es igual a la cantidad de trabajo efectuado incrementando su energía interna y en consecuencia su temperatura.

4.19 TRABAJO ADIABATICO

El trabajo de compresión isentrópico, referido a un kilogramo de fluido (W_s), es pues equivalente a su incremento de

entalpía.

$$W_s = J(H_2 - H_1) = J C_p (T_2 - T_1) \quad (\text{Ecuación 2.12})$$

Siendo H_1 y H_2 las entalpías inicial y final del fluido, y J el equivalente mecánico de la unidad de calor.

Teniendo en cuenta las relaciones (2,11) y (2,12), se puede escribir la expresión del trabajo W_s bajo las tres formas siguientes que son equivalentes.

$$W_s = \frac{\lambda}{\lambda - 1} P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{(\lambda-1)}{\lambda}} - 1 \right] \quad \text{Ecuación 2.13}$$

$$W_s = \frac{\lambda}{\lambda - 1} P_1 V_1 \left[\left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\lambda-1} - 1 \right] \quad \text{Ecuación 2.14}$$

$$W_s = \frac{\lambda}{\lambda - 1} (P_2 V_2 - P_1 V_1) \quad \text{Ecuación 2.15}$$

4.21 TRABAJO REAL DE COMPRESION

$$W = J C_p (T_2^1 - T_1) = J (H_2^1 - H_1) \quad \text{Ecuación 2.16}$$

Donde

H_1 = Entalpía inicial del gas

H_2^1 = Entalpía final real del gas

J = Equivalente mecánico de la unidad de valor

C_p = Calor específico a presión constante del gas

T_1 = Temperatura inicial del gas

T_2^1 = Temperatura final real del gas

4.23 RENDIMIENTO ADIABÁTICO

$$n_s = \frac{W_s}{W} = \frac{T_2 - T_1}{(T_2^1 - T_1)} = \text{Ecuación 2.17}$$

Donde

W_s = Trabajo adiabático

W = Trabajo real

4.25 PROCESO POLITRÓPICO

Quizás la manera más simple de definir un proceso politrópico es mediante la comparación con los procesos isotérmicos y adiabático. La expansión isotérmica, en la que la energía que

se efectúa el trabajo de la expansión se suministra en su totalidad por una fuente externa y la expansión adiabática, en la que la energía que efectúa el trabajo de expansión es suministrada por completo por el mismo gas, cualquier proceso de expansión en el cual la energía que efectuó el trabajo de expansión sea proporcionada parte por una fuente externa y parte por el gas mismo, seguirá una trayectoria que estará comprendida entre los procesos isotérmico y adiabático (Figura 3). Tal proceso es conocido como proceso politrópico. Si durante una expansión politrópica, la mayor parte de la energía que efectúa el trabajo, proviene de la fuente externa, el proceso politrópico se aproximará más al isotérmico. Por otra parte, cuando la mayor parte de la energía usada para efectuar el trabajo externo provenga del mismo gas, el proceso se aproximará más al adiabático.

Esto también es verdadero para el proceso de compresión. Cuando un gas pierde calor durante el proceso de compresión, pero no en la razón suficiente para mantener la temperatura constante, la compresión es politrópica. Al tenerse la máxima pérdida de calor, el proceso politrópico se aproximará más al isotérmico. Al tenerse un mínimo de pérdidas de calor, el proceso politrópico se aproximará más al adiabático. Por su puesto, al no haber pérdida de calor, el proceso vendrá a

ser adiabático.

La compresión real de un gas en un compresor por lo general se asemeja mucho a la compresión adiabática. Esto se debe a que normalmente es muy breve el tiempo de compresión y no se tiene suficiente tiempo para que una cantidad significativa de calor sea transferida del gas a través de las paredes del cilindro hacia los alrededores. En general las chaquetas de agua que se tienen en los cilindros evitan la pérdida de calor y contribuyen a que la trayectoria de la compresión se aproxime más a la isotérmica.

FIGURA 3. Proceso Politrópico

La compresión politrópica satisface la relación:

$$PV^k = \text{CTE} \quad (\text{Ecuación 2.18})$$

Por analogía con (2.11) podemos escribir inmediatamente:

$$\frac{T_2^1}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{(k-1)}{k}} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} \quad (\text{Ecuación 2.19})$$

4.27 TRABAJO POLITROPICO

Por analogía con (2.13) podemos escribir

$$W_K = \frac{K}{K-1} P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(K-1)/K} - 1 \right] \quad (\text{Ecuación 2.20})$$

4.29 RENDIMIENTO POLITROPICO

El rendimiento politrópico corresponde a la definición

$$n_k = \frac{W_k}{W} = n_s \frac{W_k}{W_s} \quad (\text{Ecuación 2.21})$$

5 LOS COMPRESORES

6.1 OBJETIVOS DE LA COMPRESION

La compresión se realiza con diversos propósitos, entre los cuales están los siguientes:

- Transmisión de potencia.
- Alimentación un proceso de combustión.
- Transporte y distribución de gas.
- Hacer circular un gas a través de un proceso o sistema.
- Obtención de condiciones más favorables en una reacción química.
- Obtención y mantenimiento de niveles de presión reducidos mediante la remoción de gases del sistema.

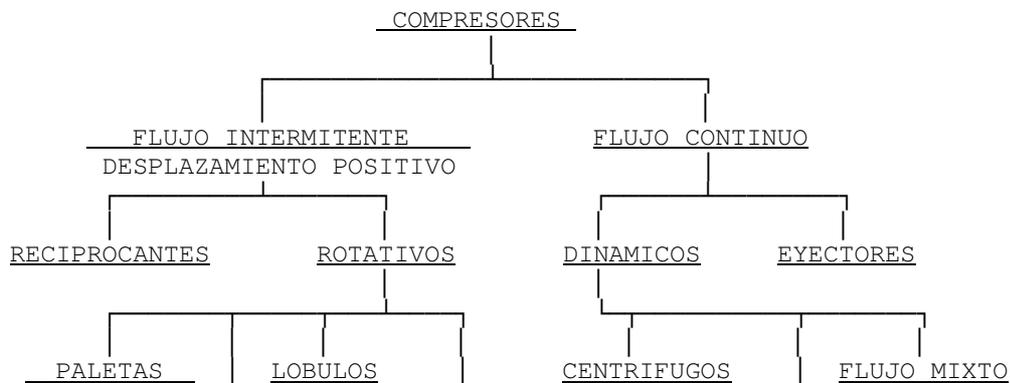
6.3 METODOS DE COMPRESION

Se utilizan cuatro métodos para comprimir un gas. Dos son de flujo intermitente, y los otros dos de flujo continuo. Estos métodos consisten en:

6.4.1 Desplazamiento positivo (Flujo intermitente).

6.4.2.1 Atrapar cantidades consecutivas de gas en una cámara, reducir el volumen (incrementando así la presión) y empujar luego el gas comprimido fuera de la cámara.

6.4.2.3 Atrapar cantidades consecutivas de gas en un espacio cerrado, trasladarlo sin cambio de volumen a la descarga de un sistema de alta presión y, comprimir el gas por contraflujo del sistema de descarga; finalmente empujar el gas comprimido fuera de la cámara.



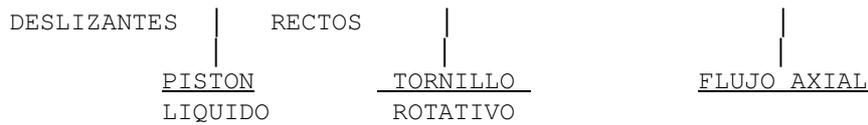


FIGURA 4. Tipos de compresores.

6.4.3 Flujo Continuo.

6.4.4.1 Compresores Dinámicos. Comprimir el gas por la acción mecánica de un impulsor o rotor con paletas en rápida rotación, el cual imparte velocidad y presión al gas que está fluyendo (la velocidad se convierte en presión en difusores estacionarios o paletas).

6.4.4.3 Eyectores. Utilizar un chorro de gas o vapor que arrastre el gas a comprimir para luego convertir la alta velocidad de la mezcla en presión en un difusor localizado corriente abajo. Los eyectores normalmente operan con una presión de admisión inferior a la atmosférica.

6.5 TIPOS DE COMPRESORES

Los principales tipos de compresores se clasifican como se indica en la Figura 4 y se definen a continuación.

6.6.1 Desplazamiento positivo (flujo intermitente). Son aquellas en las cuales volúmenes sucesivos de gas son confinados dentro de un espacio cerrado y elevados a una mayor

presión.

6.6.2.1 Compresores reciprocantes. Son máquinas en las cuales el elemento que comprime y desplaza al gas es un pistón que efectúa un movimiento recíprocante dentro de un cilindro.

6.6.2.3 Compresores rotativos de desplazamiento positivo. Son máquinas en las cuales la compresión y el desplazamiento son efectuados por la acción de desplazamiento de elementos que están en rotación.

6.6.2.5 Compresores de paletas deslizantes. Son máquinas rotativas en las cuales paletas axiales se deslizan radialmente en un rotor excéntrico montado en una carcasa cilíndrica. El gas atrapado entre las paletas es comprimido y desplazado.

6.6.2.7 Compresores de pistón líquido. Son máquinas rotativas en las cuales agua u otro líquido hace las veces de pistón para comprimir y desplazar el gas que se maneja.

6.6.2.9 Compresores de lóbulo recto. Son máquinas en las cuales dos impulsores rotativos de lóbulos rectos encajados atrapan el gas y lo trasladan desde la admisión hasta la descarga. En esto no hay compresión interna; el aumento de presión se debe al contraflujo.

6.6.2.11 Compresores de tornillos rotativos o de lóbulos helicoidales. Son máquinas en las cuales dos rotores de forma helicoidal encajados entre sí, comprimen y desplazan el gas.

6.6.3 Flujo continuo.

6.6.4.1 Compresores dinámicos. Son máquinas rotativas en las cuales un impulsor en rápida rotación acelera el gas que pasa a través de éste; la cabeza de velocidad es convertida en presión, parcialmente en el elemento rotativo y parcialmente en los difusores estacionarios o paletas.

6.6.4.3 Compresores centrífugos. Son máquinas en las cuales uno o más impulsores aceleran el gas; la energía cinética adquirida se transforma en presión en un difusor corriente abajo. El flujo es radial.

6.6.4.5 Compresores axiales. Son máquinas en las cuales el gas se acelera y desacelera por la acción conjunta de paletas móviles montadas sobre un rotor y paletas fijas montadas sobre un estator; este cambio continuo de momentum genera un aumento en la presión. El flujo principal es axial.

6.6.4.7 Compresores de flujo mixto. Son máquinas con un impulsor que combina características de los tipos centrífugo y axial.

6.6.4.9 Eyectores. Son aparatos que se valen de un chorro de gas o vapor a alta velocidad para arrastrar hacia su interior el gas que se quiere comprimir; un difusor localizado corriente abajo convierte la velocidad de la mezcla en presión.

6.7 PRINCIPIOS DE OPERACION

6.8.1 Compresor recíprocante. Un compresor recíprocante está compuesto básicamente por un cilindro dentro del cual el gas es comprimido por un pistón que efectúa un movimiento recíprocante en dirección axial. El aumento de presión se consigue mediante una reducción del volumen.

La admisión y la descarga del gas se hacen a través de válvulas automáticas, las cuales se abren únicamente cuando existe una presión diferencial adecuada a través de la válvula.

La válvula de admisión se abre cuando la presión en el cilindro es ligeramente menor que la presión de admisión. Las válvulas de descarga se abren cuando la presión en el cilindro está un poco por encima de la presión de descarga.

Figura 5. Se muestra el elemento básico con el cilindro lleno de aire atmosférico. En el diagrama teórico pV (Presión Vs

Volumen), el punto 1 es el inicio de la compresión. Ambas válvulas están cerradas.

Figura 6. Muestra la carrera de compresión; el pistón se mueve a la izquierda reduciendo el volumen original de aire; esta reducción de volumen viene acompañada por un aumento en la presión. Las válvulas permanecen cerradas. El diagrama pV ilustra el proceso de compresión desde el punto 1 hasta el punto 2, en donde la presión en el interior del cilindro iguala la presión de descarga al sistema.

FIGURA 5. Inicio del ciclo.

FIGURA 6. Compresión.

Figura 7. Muestra el pistón completando la carrera de descarga. Las válvulas de descarga se abren justo después de que el ciclo alcanza el punto 2, y el aire comprimido fluye a través estas hacia el sistema.

FIGURA 7. Descarga.

Después que el pistón alcanza el punto 3 las válvulas de descarga se cierran dejando el espacio muerto lleno de aire a la presión de descarga. Durante la carrera de expansión, (Figura 8) tanto las válvulas de admisión como de descarga permanecen cerradas y el aire atrapado en el espacio muerto aumenta de volumen causando una reducción en la presión. La reducción de presión continúa a medida que el pistón se mueve a la derecha, hasta que la presión en el cilindro queda por debajo de la presión de admisión en el punto 4; en este punto, las válvulas de admisión se abren y el aire fluye hacia el cilindro hasta que la carrera de admisión (ilustrada en la

Figura 9) termina en el punto 1 del diagrama pV. En este punto, las válvulas de admisión se cierran y el ciclo completo se repite con la siguiente revolución del cigüeñal.

FIGURA 8. Expansión.

FIGURA 9. Admisión.

En un compresor recíprocante de dos etapas, los cilindros están proporcionados de acuerdo con la relación de compresión total; la segunda etapa es más pequeña que la primera debido a que el gas, habiendo sido ya parcialmente comprimido y enfriado, ocupa menos volumen que en la etapa de admisión.

Observando el diagrama pV de la Figura 10 las condiciones antes de empezar la compresión son los puntos 1 y 5 para la primera y segunda etapa, respectivamente; después de la compresión los puntos 2 y 6, y, después de la descarga los puntos 3 y 7. La expansión del aire atrapado en el espacio muerto a medida que el pistón se regresa nos lleva a los puntos 4 y 8, y en la carrera de admisión los cilindros son llenados nuevamente; el ciclo se repite nuevamente a partir de los puntos 1 y 5.

FIGURA 10. Diagrama PV de una compresión en dos etapas.

Cualquier compresor de desplazamiento positivo de varias etapas sigue el patrón descrito anteriormente.

6.8.3 Compresor de paletas deslizantes. Los momentos del

ciclo en los cuales se efectúan la admisión y la descarga están determinados por la localización de las aberturas por donde pasan las paletas Figura 11. Cada vez que una paleta pasa por el borde anterior de una abertura, permite que el gas fluya desde o hacia la cámara formada entre las dos paletas consecutivas (cámara Abierta). La cámara se cierra cuando la paleta posterior rebasa el extremo de la abertura. La abertura de admisión es normalmente amplia; está diseñada para admitir gas hasta el punto en donde la cámara entre dos paletas es más grande para aprovechar la máxima diferencia posible en volúmenes.

FIGURA 11. Compresor de paletas deslizantes.

A medida que el rotor gira, el volumen de las cámaras disminuyen y el gas es comprimido. La compresión continúa hasta que la abertura de descarga queda al descubierto por la paleta delantera de la cámara. Este punto es determinado durante la etapa de diseño o es ajustado durante la manufactura de la unidad, de manera que el gas sea siempre comprimido a

la presión de diseño, independiente de la presión del sistema al cual se está descargando.

6.8.5 Compresores de pistón líquido. El compresor de pistón líquido o de anillo líquido utiliza un rotor con paletas curvadas hacia adelante alrededor de un cuerpo central que tiene aberturas de admisión y descarga; las paletas actúan sobre un anillo de líquido atrapado en el interior de una carcasa elíptica. Los elementos básicos son las carcasas, las tapas y el ensamble del rotor (Figura 12).

FIGURA 12. Compresor de pistón líquido.

Una cierta cantidad de líquido está atrapado entre las paletas adyacentes y, a medida que el rotor gira, la cara del líquido se mueve hacia adentro y hacia afuera de este espacio debido a la forma de la carcasa. El principio de operación es similar

al del compresor de paletas deslizantes, con la diferencia de que, en este caso, son las paredes de líquido (y no las paletas) las que se mueven y hacen que el volumen de la cámara que se forman entre dos paletas consecutivas disminuya al pasar de la abertura de admisión a la de descarga.

El líquido en movimiento recíprocante ejerce un efecto de pistón sobre el aire atrapado en la cámara. Las aberturas de admisión y descarga localizadas en el centro son fijas; no hay válvulas.

En cada revolución, se completan dos ciclos de compresión en cada cara del compresor.

6.8.7 El compresor de doble impulsor y lóbulo recto. Un compresor de desplazamiento positivo de doble impulsor y lóbulo recto consta de una carcasa que contiene dos (o tres) rotores simétricos idénticos que tiene una sección transversal en forma de ocho. Estos se mantienen encajados en fase mediante piñones exteriores acoplados y rotan en sentido opuesto.

No hay compresión o reducción del volumen del gas durante el giro de rotores; estos últimos simplemente mueven el gas desde

la admisión hasta la descarga. La compresión tiene lugar cuando los lóbulos entregan el gas al sistema de descarga o tanque receptor; el aumento de presión no se debe a la reducción de volumen para una cantidad fija de gas, sino al aumento en el número de moléculas de gas presente en un volumen fijo. Hemos identificado este proceso con el nombre de contraflujo.

El sellamiento se consigue mediante tolerancias muy estrictas y no se requiere lubricación dentro de la cámara de compresión. Un impulsor es movido directamente, mientras que el otro es movido por medio de piñones acoplados. Puesto que ambos impulsores hacen la misma cantidad de trabajo, cada piñón transmite el 50 por ciento de la potencia total suministrada.

La operación puede ser visualizada en los diagramas de la Figura 13. El sombreado claro indica el gas a la presión de admisión. El sombreado oscuro indica el gas a la presión de descarga.

Figura 13. La cámara del lóbulo A está llena de gas a la presión de admisión y la entrada de gas está a punto de terminar. El lóbulo B está entregando gas a la presión de descarga.

Figura 14. El lóbulo A ha cerrado la admisión pero aun no ha pasado el borde de la abertura de descarga. El lóbulo B aun está descargando.

FIGURA 13. Compresor de lóbulo recto A.

FIGURA 14. Compresor de lóbulo recto B.

Figura 15. El lóbulo A ha pasado la abertura de descarga permitiendo que el gas fluya a la cámara, comprimiendo el gas

que allí se encuentra. El otro lado del lóbulo A está empezando el ciclo de admisión. El lóbulo B aun está descargando.

Figura 16. El lóbulo A aun está descargando en un lado y llenando su otra cámara con gas de admisión. El lóbulo B ha completado la admisión para su segunda cámara y está a punto de pasar por la abertura de descarga.

FIGURA 15. Diagrama C del compresor de lóbulo recto.

A lo largo de este ciclo, los rotores han girado aproximadamente 90 grados. Los 90 grados siguientes completan un ciclo similar, en el cual el lóbulo B realiza lo que en este cuarto de vuelta hizo el lóbulo A. Hay cuatro entregas por revolución.

FIGURA 16. Diagrama D del compresor de lóbulo recto.

6.8.9 El compresor de tornillo rotativo. Esta máquina es una unidad rotativa de desplazamiento positivo con dos rotores helicoidales (o tornillo rotativo) que comprimen el gas en las cámaras que se forman entre las caras de los lobulos helicoidales encajados y la carcasa. El elemento básico es la carcasa con su ensamble de rotores. Los lóbulos en los rotores no son idénticos. El rotor macho o guía (rotor principal) tiene una forma que coincide en la cavidad del rotor hembra o guiado. Alrededor del 85 al 90 por ciento de la potencia es utilizado por el rotor principal; el guiado requiere entre 10 y 15 por ciento a lo sumo.

Hay dos tipos de mecanismo de tornillo rotativo: uno utiliza piñones acoplados para mantener los dos rotores en fase todo el tiempo; esta clase no requiere lubricación y el sello se consigue mediante la tolerancia ajustada. El segundo tipo usa un baño de aceite a lo largo de la máquina para lubricar,

sellar y refrigerar el gas comprimido; en este tipo de mecanismo los piñones acoplados generalmente son omitidos.

Estas unidades tienen compresión interna. La relación de compresión está determinada por la localización de los bordes de las entrantes, la abertura de descarga y el ángulo de enrollamiento de los lóbulos. No hay válvulas.

Usualmente el rotor principal tiene menos lóbulos que el guiado y por lo tanto opera a mayor velocidad. Los diseños varían en el ángulo de hélice y en el contorno de los lóbulos.

La operación de uno de estos diseños está ilustrado en las Figuras 17 y 18.

La Figura 17 ilustra dos secciones transversales, mostrando en la sección radial el área de admisión en un extremo. La sección longitudinal muestra el flujo del gas a lo largo de la máquina.

En la Figura 18 las porciones sombreadas muestran que el gas ha sido comprimido paso a paso considerando una sola de las cámaras formadas entre los rotores y la carcasa durante una revolución completa del rotor principal.

FIGURA 17. Secciones de un compresor de tornillo rotativo.

FIGURA 18. Proceso de un compresor de tornillo rotativo.

1. La cámara del rotor guiado está totalmente abierta y se llena con el gas de admisión. La cámara del rotor principal está abierta hacia la admisión, pero todavía no está llena en

su totalidad.

2. La cámara del rotor guiado se ha cerrado y la cámara del rotor principal se ha llenado, aunque aun está abierta hacia la admisión.

3. Los lóbulos se han entrelazado, las cámaras que casan se juntan y comienza a disminuir su volumen.

4. Las cámaras espirales se hacen más pequeñas. El gas se comprime a medida que es llevado en dirección axial hacia el extremo de descarga. A lo largo de la secuencia de 1 a 4 la cubierta del extremo de descarga ha estado sellando la cámara.

5. La abertura de descarga se descubre y el gas comprimido es entregado al sistema.

Mientras esto ocurre con una cámara, las demás están siguiendo el mismo ciclo.

6.8.11 Compresor dinámico. El aumento de presión en un compresor dinámico es consecuencia de la transferencia de energía entre un juego de aspas giratorias y el gas. El rotor realiza esta transferencia de energía induciendo cambios en el momentum del gas. El momentum (relacionado con la energía cinética) es convertido en energía de presión mediante la

desaceleración del gas en un difusor estacionario o en otro juego de aspas corrientes abajo.

La designación centrífugo se usa cuando el flujo de gas es radial; la designación axial se usa cuando el flujo de gas es paralelo al eje del compresor, y la designación de flujo mixto se usa cuando el flujo del gas tiene componentes axiales y radiales. A pesar de que estos diferentes tipos de compresores se construyen de manera distinta, se basan en la misma teoría aerodinámica.

Los compresores dinámicos no requieren lubricación interna y pueden suministrar gas libre de aceite.

6.8.13 Compresor centrífugo. El compresor centrífugo tiene un impulsor con aletas radiales. El gas es inducido a pasar a través del impulsor por acción de las aletas del rotor, las cuales giran rápidamente, impartándole energía cinética al gas. La velocidad así generada se convierte en presión, parcialmente en el impulsor y parcialmente en los difusores estacionarios que siguen corriente abajo. La Figura 19 ilustra un compresor centrífugo típico. Es de anotar su sencillez; esta puede ser la máquina más simple del mercado hoy día. Su diseño, basado en pocas partes en movimiento aseguran una operación confiable y una larga vida útil.

FIGURA 19. Compresor centrífugo.

Los compresores centrífugos de varias etapas utilizan dos o más impulsores dispuestos para operar en serie, cada uno provisto de un difusor radial, y conectados mediante interenfriadores, los cuales remueven el calor de compresión entre etapas para optimizar la eficiencia.

6.8.15 Compresor de flujo axial. El compresor dinámico de flujo axial se ilustra en la Figura 20. Esta es esencialmente una máquina de gran capacidad y de alta velocidad con características un poco diferente de las de máquinas centrífugas.

FIGURA 20. Compresor axial.

Cada etapa consta de dos filas de aspas: una fila giratoria y la siguiente estacionaria. Las aspas del rotor imparten velocidad y presión al gas a medida que el rotor gira; la velocidad se convierte en presión en las aspas estacionarias (Generalmente la mitad de la presión se alcanza en las aspas del rotor y la otra mitad en el estator). La Figura ilustra una máquina de varias etapas. El flujo va predominantemente en la dirección axial; no hay una acción apreciable de vórtices.

6.8.17 Compresor de flujo mixto. Entre los dos anteriores diseños se encuentra el compresor dinámico de flujo mixto, el cual combina características de diseño del centrífugo y el axial. Sus características únicas de flujo hacen de este compresor el equipo ideal para aplicaciones de baja presión. El impulsor de flujo mixto puede manejar entre dos y tres veces el flujo que manejaría el impulsor de un compresor centrífugo con igual diámetro.

FIGURA 21. Compresor de flujo mixto.

6.8.19 El Eyector. Un eyector está constituido por una boquilla que descarga un chorro de vapor o gas a una presión relativamente alta y a gran velocidad a través de una cámara de succión en un difusor con forma de venturi. El gas cuya presión se va a incrementar, es arrastrado por el chorro en la cámara de succión. La mezcla en este punto tiene alta velocidad y está a la presión del gas inducido. La compresión tiene lugar a medida que la energía de velocidad se transforma en presión dentro del difusor ubicado al final de la unidad.

Los eyectores son usados principalmente para llevar un gas de presiones por debajo de la atmosférica (vacío) a presiones de

descarga cercanas a la atmosférica; los eyectores, sin embargo, pueden efectuar la compresión desde una presión de admisión de aire cercana a la atmosférica a un nivel de presión un poco más alto, en cuyo caso son conocidos como compresores térmicos. A pesar de que los principios de operación son idénticos para ambos tipos, las velocidades y otras características de operación varían entre uno y otro.

A. La velocidad (subsónica) del vapor aumenta gradualmente hasta Mach 1 en una boquilla convergente a medida que la presión del vapor disminuye.

FIGURA 22. Descripción del funcionamiento de un eyector.

B. El flujo de vapor se estabiliza a presión constante y velocidad de Mach 1.

C. La velocidad del vapor aumenta en la boquilla divergente

a medida que la presión disminuye.

D. Puesto que la cámara de succión está a una presión más baja que la admisión, el aire fluye hacia la cámara y es arrastrado por el chorro de vapor.

E. La presión de la mezcla a velocidad supersónica se incrementa en el difusor convergente mientras que la velocidad disminuye a Mach 1.

F. El flujo de la mezcla se estabiliza a presión constante y velocidad de Mach 1.

G. La presión de la mezcla a velocidad subsónica se incrementa en el difusor divergente a medida que la velocidad disminuye.

Los eyectores no tienen partes móviles. Pueden manejar arrastre de líquido sin daño físico; sin embargo, no es recomendable su exposición a flujos continuos de líquido.

7 COMPRESORES RECIPROCANTES

Los principales órganos de un compresor de pistón están representados por un pistón el cual se desplaza en un cilindro que está unido por el vástago a un mecanismo (por ejemplo, de biela y manivela) que le transmiten el movimiento del motor de accionamiento. En la culata del cilindro hay dos válvulas que se abren en sentido inverso, de ellas una sirve para la aspiración del gas que se ha de comprimir y la otra para la descarga. El desplazamiento del pistón tiene lugar entre dos posiciones extremas que, son: el punto muerto superior y el punto muerto inferior. La distancia entre estos dos puntos muertos es la carrera del pistón.

8.1 INFLUENCIA DEL ESPACIO MUERTO

RENDIMIENTO VOLUMETRICO

Es indispensable prever entre el pistón y la culata un cierto juego y, por otra, las válvulas A y R han de estar montadas forzosamente a una cierta distancia del cilindro. Por consiguiente, cuando el pistón alcanza su punto muerto

inferior, estando cerradas las válvulas de aspiración y de impulsión, existe bajo el pistón un volumen que se denomina espacio muerto y que contiene una cierta masa de gas a la presión P_2 . De ello resulta que cuando el pistón deja el punto muerto inferior, la presión en el cilindro no desciende inmediatamente por debajo de P_1 lo que acarrea un retardo en la apertura de la válvula A.

Esta apertura (y, por consiguiente, la aspiración de gas) tiene lugar únicamente cuando el gas que llena el espacio muerto se ha expandido desde su presión inicial P_2 a la presión P_1 . Si designamos el volumen del espacio muerto por V_0 (Figura 23), la apertura de la válvula de aspiración (punto E) se efectúa cuando el volumen bajo el pistón tiene un valor V_3 tal que:

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{V_3}{V_0} \right)^k \quad (\text{Ecuación } \underline{4.1})$$

Se constata así que si el exponente K tiene el mismo valor para las curvas BC y DE, el trabajo suministrado por la expansión de la masa gaseosa retenida en el espacio muerto compensa el que es absorbido por la compresión de la misma masa. La existencia del espacio muerto no afecta, pues, al trabajo requerido por unidad de masa del fluido, pero, al

FIGURA 23. Diagrama real.

mismo tiempo puede afectar notablemente (para un valor dado del volumen engendrado) a la masa aspirada e impulsada por ciclo. En efecto, el volumen de gas aspirado es igual a $V_1 - V_2$, mientras que sin el espacio muerto, sería igual al volumen engendrado, o sea $V_1 - V_0$. La razón $(V_1 - V_3) / (V_1 - V_0)$ es el rendimiento volumétrico del compresor.

Designando este rendimiento por n_v ; se puede escribir, teniendo en cuenta la relación 4.1.

¡Error!

n_v varía, pues, inversamente a la razón $V_0 / (V_1 - V_0)$ y a la tasa de compresión; esto es igual a la unidad para $V_0 = 0$ y se anula para una tasa de compresión definida por la relación:

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{V_3}{V_0} \right)^k \quad (\text{Ecuación } 4.1)$$

Para este valor particular de la tasa de compresión, las curvas DE y BC de la Figura 23 se confunden: como quiera que es la misma masa gaseosa la que sufre las compresiones y expansiones sucesivas, las válvulas de aspiración y de impulsión permanecen constantemente cerradas.

Para asegurar que el rendimiento volumétrico tenga un valor suficiente, es absolutamente necesario limitar la tasa de compresión por cilindro; por consiguiente, la realización de tasas de compresión elevadas exigen el empleo de varios compresores en serie.

8.3 INFLUENCIA DE LAS IMPERFECCIONES DE LA MAQUINA

DIAGRAMA REAL

Las diferencias entre el diagrama real de un compresor de pistón y el diagrama teórico no son debidas únicamente al espacio muerto, otros factores ejercen también una influencia sensible sobre la forma del diagrama y afectan así no solo (como el espacio muerto) al rendimiento volumétrico del compresor, sino también al trabajo absorbido.

En principio, el paso del fluido por las válvulas de aspiración está acompañado de una pérdida de carga que varía con la velocidad del fluido en las mismas. Esta velocidad, a su vez, es inversamente proporcional a la sección de paso y al tiempo de apertura de las válvulas; resulta de ello en particular, que la pérdida de carga es mayor en los compresores rápidos, ya que, en este caso, el tiempo durante el cual están abiertas las válvulas es muy limitado. Como consecuencia de esta pérdida de carga, la presión del fluido durante la aspiración no permanece constante e igual a P_1 , sino que varía según una curva tal como la EB (Figura 23) que está situada por debajo de la isóbara P_1 . La depresión en el cilindro pasa por un máximo en un punto tal como F, lo que se explica, en particular, por la inercia de las válvulas, al final de la aspiración (punto B), subsiste en el cilindro una cierta depresión (AP^1), de suerte que la presión P_1 no se restablece más que cuando el

pistón ha recorrido ya una parte de la carrera de compresión (punto G) para el mismo volumen engendrado $V_1 - V_0$, el volumen aspirado (que se debe medir a la presión P_1) es igual a $V_1^1 - V_3$ (en lugar de $V_1 - V_3$) derivándose de ello una nueva dimensión del rendimiento volumétrico.

Finalmente, una última causa del descenso del rendimiento volumétrico reside en las fugas que se deben a la falta de estanqueidad de las válvulas de aspiración e impulsión, así como de los segmentos del pistón y, por último, del prensaestopas.

Si consideramos ahora la parte superior del diagrama de la Figura 23 constatamos que, como consecuencia de la pérdida de carga en las válvulas de impulsión, la presión del fluido impulsado sigue una curva tal como la CHD que se encuentra por encima de la isóbara P_2 . Esta pérdida de carga entraña un incremento del trabajo absorbido y de la temperatura del fluido, pero, está bien claro, no ejerce influencia alguna sobre el rendimiento volumétrico del compresor.

8.5 CLASIFICACION DE LOS COMPRESORES RECIPROCANTES

Los compresores reciprocantes se clasifican de acuerdo a la acción o trabajo que realiza el pistón, según el número de etapas en que se realiza la compresión.

8.6.1 Según la acción. Estos se clasifican de simple efecto o doble efecto dependiendo de que uno o ambos casos del pistón sean activos.

8.6.2.1 Compresores de simple acción. En estos tipos de compresores solo un lado del pistón se utiliza para comprimir el aire. La compresión se realiza del lado de las válvulas de succión y descarga.

8.6.2.3 Compresores de doble acción. En estos compresores, la compresión del aire se realiza en ambos lados del pistón, es decir, ambas caras del pistón son activas.

Hay válvulas de succión y descarga en los dos extremos del cilindro.

8.6.3 Según el número de etapas. Se clasifican en compresores de una etapa y en compresores de dos o más etapas, estos compresores que pueden ser de simple efecto o doble efecto.

8.6.4.1 Compresores de una etapa. Los compresores de una etapa disponen de una simple fase de compresión. Se componen en esencia, de un carácter cigüeñal un émbolo de pistón y un cilindro. Para su refrigeración, éste lleva, en la parte

exterior, aletas. Son utilizados para aplicaciones en donde el caudal sea limitado y en condiciones de servicio intermitente.

8.6.4.3 Compresores de dos etapas. Los compresores de dos etapas tienen la característica principal de que el aire es comprimido en dos fases; en la primera fase (de baja presión), se comprime hasta 2 a 3 Kg/cm², y en la segunda fase (de alta presión), se comprime hasta una presión máxima de 8 Kg/cm².

Pueden ser refrigerados por aire o por agua. Es decir, el refrigerador intermedio (entre fases) puede actuar a base de un ventilador o en virtud de una corriente de agua a través del mismo.

8.7 PARTES DE UN COMPRESOR RECIPROCANTE

Las partes principales de que consta un compresor son:

8.8.1 Carcasa. Consta de una sola pieza construida en hierro fundido para asegurar un permanente alineamiento del cigüeñal y las partes en movimiento.

8.8.3 Eje principal. El cigüeñal deberá ser una sola pieza corta y rígida de acero forjado tratado térmicamente con un solo muñón de superficie para rodamientos.

El cigüeñal debe ser apropiadamente balanceado y las contrapesas deberán ser fijadas firmemente y aseguradas. El cigüeñal deberá ser taladrado estilo rifle.

8.8.5 Cojinetes principales. Los cojinetes principales deberán ser de tipo flotante, no ajustables, lo cual garantiza una continua película de lubricante, tanto del lado del cigüeñal como de las bielas.

8.8.7 Crucetas. Las crucetas corren sobre superficies integrales al bastidor, debidamente maquinadas y ajustadas mediante lamillas de suplementos con las caras en babitt, para la superficie inferior e interior.

Los pasadores de las crucetas deberán ser en acero forjados, endurecidos y retificado.

8.8.9 Bielas. Las bielas deberán ser en acero forjado tipo marina. Girando sobre cojinetes del tipo totalmente flotante, con casquetes partidos fabricados en aleación de aluminio.

8.8.11 Cilindros. Esta pieza tiene como función proporcionar un recinto cerrado, en conjunto con el pistón, en el que sea posible comprimir el gas.

Los cilindros se fabrican en fundición gris, fundición nodular, acero al carbono o acero inoxidable. El tipo de material depende de las presiones generadas en el cilindro.

8.8.13 Pistón. Esta pieza es la encargada de transmitir la energía mecánica del motor de accionamiento al aire transformándola en energía de presión.

Se fabrican en aluminio, material liviano que permite que las fuerzas inerciales sean relativamente bajas. También se pueden fabricar en fundición y acero fundido o forjado.

Los anillos se fabrican de hierro fundido y bronce. Cuando no se desea aceite en el aire comprimido se utilizan los anillos no metálicos con propiedades lubricantes en seco; estos se hacen de carbono.

8.8.15 Válvulas. Se utilizan para controlar la admisión y la descarga del aire en el cilindro del compresor. Los compresores reciprocantes utilizan tres tipos básicos de válvulas, a saber, de choque y de canal y cuñas.

8.8.17 Depósito de aire. Toda instalación de aire comprimido debe disponer de un depósito de aire a presión entre el compresor y la red de distribución; procurando evitar las distancias largas entre el compresor y el depósito.

La función de los depósitos de aire es:

- Equilibrar las pulsaciones de aire procedentes del compresor.

- Acumular aire comprimido.

- Activar el distanciador de los períodos de regulación: carga-vacío ó carga-parada.

- Refrigerar el aire; recoger el aceite y el agua condensada.

8.9REFRIGERACION DE LOS COMPRESORES RECIPROCANTES

El proceso de compresión del aire en un compresor produce un aumento en la temperatura del aire. Este aumento de temperatura puede sobrecalentar el compresor si el calor no es disipado convenientemente. El enfriamiento del compresor tiene como propósito evitar daños en éste y aumentar su rendimiento.

Los principales métodos de refrigeración son el enfriamiento por el aire y el enfriamiento por agua.

El enfriamiento por aire se utiliza ampliamente en pequeños compresores y para compresores de dos etapas de baja capacidad.

El calor es disipado hacia la atmósfera desde la superficie externa del compresor, el cual viene con aletas integrales con el cilindro y el cabezal. El enfriamiento por aire natural es prácticamente en compresores de uso ocasional. En otros casos se induce o fuerza una corriente de aire por medio de un ventilador.

El enfriamiento por agua se utiliza cuando el enfriamiento por aire es insuficiente o hay que disipar grandes cantidades de calor. Se aplica especialmente a compresores de doble efecto y a todos los compresores de simple efecto de gran capacidad.

La forma más simple de enfriamiento por agua es aquella en la que el agua está contenida en una tabla o tanque abierto que rodea al cilindro.

Normalmente el enfriamiento por agua se efectúa haciendo circular el agua por camisas cerradas y fundidas o construidas sobre el compresor. El agua se toma de fuentes externas o se

pueden hacer circular continuamente alrededor de un sistema cerrado.

8.11 LUBRICACION

La lubricación del compresor sirve para:

- Prevenir el desgaste al prever una película de lubricante entre las superficies en rozamiento.

- Brindar estanqueidad en los huelgos.

- Proteger contra la corrosión.

- Transmitir el calor por fricción y las partículas de desgaste lejos de los puntos de contacto.

8.12.1 Propiedades del aceite lubricante. Las características de un aceite lubricante las determina su composición y, en gran medida, las propiedades que demuestran tener al ser sometidos a diversas condiciones de prueba.

Las más importantes propiedades son:

- La Viscosidad: Esta propiedad define "lo espeso" o "lo delgado" de un aceite y es una medida de su resistencia a fluir.

La mayoría de los aceites tienen una gama de viscosidades dentro de la cual se pueden obtener en el mercado, lo que hace posible seleccionar un grado que sea lo suficientemente pesado para una protección total y un sellado adecuado para cada aplicación, pero no lo suficientemente pesado como para introducir una excesiva resistencia por fricción fluida.

Las viscosidades de los aceites de motor se expresan en grados SAE.

- El índice de viscosidad (I.V.) Es una medida de las características de viscosidad y temperatura .

El aceite tiende a adelgazarse, al ser calentado, y a espesarse cuando es enfriado, unos más, otros menos. La medida en que ello ocurre, la determina el I.V. cuanto mayor el I.V. tanto mayor la resistencia del aceite a los cambios de viscosidad en condiciones de temperatura ambiente.

- La gravedad o pesantez: está relacionada más con la identificación del aceite que con sus características de comportamiento.

- El punto de fluidez: refleja la temperatura más baja a la que un aceite fluirá bajo la influencia de la gravedad.

- Los puntos de inflamación y de fuego: indican la inflamabilidad de un aceite ante la presencia de una fuente de ignicios. Cuanto mayor sea el punto de inflamación o el punto de fuego, tanto menos inflamable será el aceite.

- La temperatura de ignición autógena es la temperatura más baja a la que se producirá la reacción química, combustión, sin la introducción de ignición.

- La inhibición de la Herrumbe: implica la adicción de un agente para prevenir la corrosión de las superficies metálicas ferrosas con las que el aceite entra en contacto.

- La detergencia y la dispersancia: son propiedades ligadas a la limpieza, a la capacidad de mantener las partículas de lodo suspendidas en el aceite, en vez de que se depositen sobre

la superficie de la maquinaria.

- La demulsibilidad: es una propiedad que los aceites terminados de elaborar adquieren a través de la refinación y que les permite separarse prontamente del agua.

8.12.3 Lubricantes para compresores. A continuación se describe brevemente los principales lubricantes para compresores.

- Aceite para turbinas: son lubricantes altamente refinados, formulados con base parafinas para una duración máxima de servicios en turbinas de vapor u otras condiciones críticas, tratador con inhibidores para evitar la herrumbe y la oxidación, se usan mucho en compresores industriales y otros compresores en que se hace recircular el aceite. Los aceites para turbina se distinguen por un alto I.V.

- Aceite R & O : incluyen aceites para turbinas y otros aceites que contienen inhibidores de la herrumbe y la oxidación.

- Aceites automotrices: se usan mucho para la lubricación de compresores portátiles: los aceites de servicio APC SE para

las unidades con motores de gasolina y los aceites CC o CD para con los motores Diesel.

- Aceites para motores de gas: se recomiendan para compresores de accionamiento propio que trabajen con gas natural.

8.13 SISTEMAS DE REGULACION

El dispositivo de regulación de un compresor tiene por objeto adoptar su funcionamiento a las variaciones de la demanda de caudal variaciones que en ciertos casos, pueden ser bastante importantes. Esta adaptación se debe realizar de manera que la presión de impulsión conserve un valor próximo a su valor normal y que el rendimiento de la máquina.

8.14.1 Regulación mecánica (por válvula piloto). La forma de actuación del equipo de regulación por válvula piloto es sencilla. Una vez el depósito de aire alcanza la presión máxima a la que se ha regulado la válvula piloto, el compresor pasa a trabajar en vacío por actuación de los descompresores del mismo, bien entendido que no llegan a pararse ni el motor ni el compresor.

Cuando la presión baja del punto mínimo al que se ha regulado la válvula piloto, el compresor empieza a trabajar de nuevo en carga.

8.14.3 Regulación electromecánica. En este tipo de regulación tiene cabida dos variedades :

a) automática, y b) semiautomática, ambas por accionamiento eléctrico.

En el primer caso cuando el compresor alcanza la presión máxima de trabajo, se para, y cuando llega a la presión mínima, se pone nuevamente en marcha. Este tipo de regulación es adecuada para trabajo intermitente.

Es recomendable usar la regulación semiautomática a que se refiere el segundo caso, cuando existen períodos largos de trabajo continuo alternándose con períodos de trabajo intermitente o viceversa.

Al recibir corriente el equipo eléctrico, si no existe presión en el depósito de aire o esta es menor que la que se ha fijado para regular el presóstato, la válvula solenoide se abre y se inicia el arranque del motor. Una vez alcanzado el régimen normal de revoluciones del motor y efectuada su conexión, se cierra la válvula solenoide y el compresor inicia el trabajo en carga.

Un aumento de presión superior al máximo regulado en el presóstato, parará el motor, permaneciendo la válvula

cerrada.

Al descender la presión por debajo de la misma regulada, se reanuda de nuevo el ciclo.

9 DISEÑO DEL BANCO DE PRUEBAS Y FUNCIONAMIENTO DEL MISMO

Ya se ha estudiado en capítulos anteriores la teoría correspondiente a compresores alternativos. Se pasará en este capítulo a la parte práctica del proyecto que es el diseño del banco de compresores y selección de los elementos del mismo.

10.1 ALTERNATIVAS DE DISEÑO Y ESCOGENCIA DE SOLUCION

Desde el inicio del proyecto se tuvieron en cuenta los siguientes tipos de compresores alternativos para implementarlos en el banco:

- Compresores de aire acondicionado o de neveras, adaptándolos para trabajar con aire.
- Compresores industriales de aire.

En el primer caso, se decidió no utilizar este tipo de compresores debido a que son herméticamente sellados, lo cual dificulta la medición del voltaje, amperaje y revoluciones del motor eléctrico, parámetros importantes para la realización de las pruebas.

Los compresores reciprocantes utilizados en los aires acondicionados de los automóviles, se descartaron debido a que no llenaban los requisitos establecidos para este proyecto.

Después de estudiar los tipos de compresores ya mencionados decidimos escoger los compresores industriales, debido a que estos son más confiables para este proyecto, en aspectos como estudio de los mismos y le da una visión más clara al estudiante de lo que es un compresor, cómo está formado y cuál es su funcionamiento, ya que este es un tipo de compresor muy utilizado en la industria para diferentes tipos de trabajo.

10.3ELEMENTOS DEL BANCO

10.4.1 Compresores. Los dos compresores utilizados en el banco son de tipo alternativo, diseñados para trabajar con aire. Consta, cada uno de un pistón dispuesto en forma vertical.

ESPECIFICACIONES DEL COMPRESOR RECIPROCANTE

SERVICIO LABORATORIO FABRICANTE SFM LTDA MODELO CA51

TIPO PISTON BHP 0.78 FLUIDO AIRE

VELOCIDAD DE DISEÑO rpm 900

CONDICIONES NORMALES

ETAPA UNA

CLASE O TIPO ALTERNATIVO

CILINDRO: DIAMETRO 2"
LONGITUD CARRERA (15/16)"

DESPLAZAMIENTO DEL PISTON, ft³/min 1.53 ft³/min

ACCION DEL CILINDRO SIMPLE

VOLUMEN REAL EN SUCCION ft³/min 1.4

CAUDAL DE ENTREGA CFM 2.72

PRESION DE ADMISION Psia 14.7

TEMPERATURA DE ADMISION °F 78.8

PRESION DE DESCARGA Psia 114.7

TEMPERATURA DE DESCARGA °F 100

RELACION DE COMPRESION P²/P 7.8

RELACIONES DE CALORES ESPECIFICOS K = C_p/C_v 1.4

EFICIENCIA VOLUMETRICA % 92

ESPACIO LIBRE % 4.42

TAMAÑO DE LA BOQUILLA SUCCION 1/2"

TAMAÑO DE LA BOQUILLA DESCARGA 1/4"

MATERIAL CILINDRO ALUMINIO
CAMISA FUNDICION
CULATA FUNDICION

EQUIPO MOTRIZ: TIPO MOTOR ELECTRICO HP 1/2 RPM 1720

VOLTIOS 110/220 FASE UNA CICLO 60 HZ

10.4.3 Motores. Cada compresor utiliza un motor de medio HP de potencia 110/220 voltios, monofásico del tipo jaula de ardilla, con factor de servicio 1.25, cojinetes prelubricados y protegidos térmicamente para sobrecarga eléctrica o recalentamiento.

10.4.4 Válvulas. En el banco de compresores se utilizan 12 válvulas de 1/4 pulgadas y una de 1/2 cuya función es abrir o cerrar el paso del aire comprimido por la tubería donde circula.

En la Figura (24) se muestra la ubicación de estas válvulas. Son válvulas de bola, con conexión de 1/4 y 1/2 de pulgadas, rosca NPT (National pipe threads) construidas en acero galvanizado.

(Ver Figura 24).

10.4.6 Tanque de descarga. En el sistema se utilizan dos depósitos de igual capacidad (13 galones), para el aire comprimido. Estos depósitos se utilizan para trabajar los compresores ya sea en serie, paralelos o individual y así compararlo cuando se trabajan sin depósito, pero desviados (By-pass) pero una línea de tubería paralela a los tanques. Estos compresores traen en el tanque un manómetro tipo Bourdon sin glicerina, con un rango de presión de 0-100 psi, y con una carátula de 2 pulgadas de diámetro, una válvula de seguridad

calibrada y un presostato para que mande la señal de parada cuando la presión en el tanque llegue a los 50 psi, y arranque cuando la presión baje a 20 psi, posee además una válvula de purga para el agua que logre condensarse en el interior del tanque.

10.4.8 Manómetros. Además de los manómetros que traen los tanques de los compresores los cuales ya fueron descritos, encontramos dos manómetros Bourdon con glicerina de 2 1/2 pulgadas de carátulas de rango 0-60 psi con conexión trasera de 1/4 de pulgadas con rosca NPT (National Pipe Threads).

10.4.10 Medidores de temperatura. En el banco también encontramos 2 termómetros bimetalicos en la descarga del primero y segundo compresor de 2 pulgadas de carátulas cada uno, con bulbo de 2 1/2 pulgadas, escalas de temperatura en grados, centígrados y Farenheit (0 - 150°C y 0-300°F) con conexión trasera de 1/4 de pulgadas con rosca NPT (National Pipe Threads).

10.4.12 Tubería. Para seleccionar la tubería se tuvo en cuenta las siguientes opciones:

a) Tubería de cobre

b) Tubería plástica (generalmente Nylon).

c) Tubería de gama resistente al aceite, contrenzados textiles o metálicos.

d) Tubería de aluminio.

e) Tubería de acero inoxidable.

De todas las anteriores se seleccionó la tubería de acero inoxidable porque poseen una buena resistencia (aproximadamente 10.000 psi), tiene menos peligro de formar estrangulaciones y de cerrarse en las curvas que los tubos flexibles o mangueras.

Para seleccionar el diámetro de la tubería se tuvo en cuenta las recomendaciones del fabricante que da un rango entre 1/4 - 1/2 pulgada, nosotros escogimos la de 1/4 de pulgadas debido a que es más fácil de manejar, más económica y fácil de conseguir en el comercio con los accesorios, ésta tubería se utiliza en la descarga de los compresores, pero en la succión de los compresores viene diseñado para admitir a 1/2 pulgada como es el caso del compresor 2 que hubo que colocarle un tramo de tubería de 1/2 pulgada en la succión para evitar que la presión se cayera en la descarga y así no tomar datos erróneos.

10.4.14 Racorería. Los racores son elementos intermedios

que deben realizar uniones fácilmente desmontables y asegurar el anclaje de las condiciones. En las instalaciones generales de aire comprimido se emplea racorería de calderas.

10.4.16 Poleas. En total se utilizan 8 poleas, dos para los compresores de 3 1/2 pulgadas de diámetro, 2 para los motores de 7 pulgadas de diámetro, 2 que van en los ejes del compresor de 10 pulgadas de diámetro y sirven para transmitirle el movimiento al sistema graficador. Estas poleas están construidas en aluminio con el fin de minimizar el peso de la misma y por consiguiente evitar una posible falla de los ejes, también hay dos poleas electromagnéticas de 5 1/2 pulgadas de diámetro que son las del sistema graficador, éstas se alimentan de una fuente de 12 voltios para poner en movimiento dicho sistema.

10.4.18 Correas. Las correas que vinieron con los compresores y las que nosotros seleccionamos para el sistema graficador son del tipo A, ya que le ejercen poco esfuerzo a los motores (cada uno tiene 1/2 HP de potencia) y estas correas del graficador tienen una longitud de 140 cm y poseen una resistencia de 500 lb/in².

10.4.20 Estructura metálica y panel de control. los elementos anteriormente descritos los sostiene una estructura

metálica y un triple forrado en fórmica blanco. La estructura metálica fue construida con ángulos de acero de 2 x 2 x 1/4 de pulgadas unidos por una soldadura eléctrica E - 6010 West - Arco, el cual posee un revestimiento celulósico-potasio que permite que trabaje con corriente alterna y directa.

Este electrodo se utiliza para soldar, oleoductos, gasoductos, estructuras, calderas, fundiciones de acero, tuberías de presión y todos aquellos elementos que necesiten una alta penetración.

10.4.22 Flujómetro. El banco posee un flujómetro, este aparato sirve para medir el flujo de aire en los diferentes sistemas ya sea en serie, paralelos o individuales. Tiene un rango de 0 - 100 L/min, con descarga a la atmósfera.

Este aparato sirve para:

- Medir el consumo total de aire en pequeñas instalaciones de aire comprimido.
- Para comprobar las fugas en instalaciones grandes.
- Para medir el consumo de una o varias herramientas de aire comprimido por separado.

- Para controlar las capacidades de los compresores pequeños.

10.4.24 Descripción del circuito eléctrico del banco. Básicamente la parte eléctrica está compuesta por los motores de los compresores, los interruptores, la fuente de 12 voltios y las poleas electromagnéticas del graficador. También encontramos el voltímetro y el amperímetro para medir el amperaje y el voltaje a los motores del compresor, Ver Figura 25.

10.4.26 Sistema graficador. Este sistema fue donado por la Universidad Tecnológica de Bolívar, perteneciente al banco de pruebas del motor diesel. Debido a que se encontraba en mal estado y fue reparado por los autores de este proyecto.

Este es un dispositivo que consta de un sistema pistón-cilindro, el que es accionado directamente por la presión ejercida del aire sobre la cara del pistón.

El cilindro está construido de acero.

El pistón en aluminio ya que este es bastante liviano; a este se adaptó un O'RING con el fin de evitar pérdidas de presión.

Al movimiento del pistón se opone una fuerza ejercida por un resorte calibrado para que su movimiento rectilíneo vaya

sincronizado con el movimiento del pistón del motor y así no se produzcan choques bruscos en el interior del cilindro.

El papel milimetrado va montado sobre un tambor hecho en madera que gira sincronizadamente con el émbolo del motor empleando un sistema de reducción sinfín-corona, que va acoplado a las poleas electromagnéticas y estas van acopladas por correas a las poleas que salen del compresor.

10.4.28 Cálculo y diseño del diagramador de presión.

$$F = PA$$

Donde:

P = presión en la línea.

F = fuerza ejercida sobre el resorte.

A = área del cilindro del indicador.

Luego

$$A = \frac{\pi (1.5)^2}{4} = 1.767 \text{ pulg}^2$$

$$P = 3.32 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2} \quad \begin{array}{l} \text{Este valor es obtenido} \\ \text{del banco de pruebas} \\ \text{del motor diesel} \end{array}$$

$$F = 3.32 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}} * 1.767 \text{ pulg}^2 \rightarrow F = 5.8669 \text{ lb}$$

Luego:

$$F = KX$$

K = Constante del resorte

X = desplazamiento axial

$$K = \frac{F}{X} \quad \rightarrow \quad K = \frac{5.8669 \text{ lb}}{1.1 \text{ pulg}} \quad \rightarrow \quad K = 5.33 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}}$$

10.5 FUNCIONAMIENTO DEL EQUIPO

Ahora se procederá a describir los pasos necesarios para la correcta operación y manejo del equipo, como son: el proceso de arranque y operación y parada del equipo para funcionamiento individual en serie o en paralelo de los compresores. Antes de poner en marcha el equipo, es bueno que se chequee las protecciones eléctricas y se inspeccione de una forma usual el circuito o red de tubería, de tal manera que no hubiese fugas por las juntas.

Para el funcionamiento de las siguientes pruebas, se deben seguir los siguientes pasos.

10.6.1 Funcionamiento del compresor N° 1 trabajando individualmente por el Bay-pass.

1. Abrir las válvulas V_2, V_4, V_6 .

2. Cerrar las válvulas $V_1, V_3, V_5, V_{10}, V_{11}, V_{12}, V_{13}$.

3. Revisar la admisión del compresor y verificar que no haya ningún tipo de obstrucción.

4. Abrir las válvulas de admisión del compresor.

5. Accionar Swche N° 1.

10.6.3 Funcionamiento del compresor N° 1 trabajando individualmente con tanque.

1. Abrir las válvulas V_1 , V_3 , V_4 , V_6 .

2. Cerrar las válvulas V_2 , V_5 , V_{10} , V_{11} , V_{12} , V_{13} .

3. Revisar que el presostato esté calibrado en el rango ya establecido.

4. Revisar la admisión del compresor y verificar que no haya ningún tipo de obstrucción.

5. Abrir válvulas de admisión del compresor.

6. Accionar swche N° 1.

10.6.5 Funcionamiento del compresor N° 2 trabajando

individualmente por el By-pass.

1. Abrir las válvulas V_8 , V_{10} ,
2. Cerrar las válvulas V_7 , V_9 , V_6 , V_{11} , V_{12} , V_{13} .
3. Revisar la admisión del compresor y verificar que no haya ningún tipo de obstrucción.
4. Abrir la válvula de admisión del compresor.
5. Accionar Swche N° 2.

10.6.7 Funcionamiento del compresor N° 2 trabajando individualmente con tanque.

1. Abrir las válvulas V_8 , V_9 , V_{11} .
2. Cerrar las válvulas V_7 , V_{10} , V_6 , V_{12} , V_{13} .
3. Revisar la admisión del compresor y verificar que no haya ningún tipo de obstrucción.
4. Revisar que el presostato esté calibrado en el rango ya establecido.

5. Abrir válvula de admisión del compresor.

6. Accionar Swche N° 2.

10.6.9 Funcionamiento en serie de los compresores por el By-pass.

1. Abrir las válvulas V_2 , V_4 , V_5 , V_7 , V_{10} .

2. Cerrar las válvulas V_1 , V_3 , V_6 , V_8 , V_9 , V_{11} , V_{12} , V_{13} .

3. Revisar la admisión de ambos compresores y verificar que no haya ningún tipo de obstrucción.

4. Abrir válvula de admisión de ambos compresores.

5. Accionar Swche N° 1 y N° 2 simultáneamente.

10.6.11 Funcionamiento en serie de los compresores con tanque.

1. Abrir válvula V_1 , V_3 , V_4 , V_5 , V_7 , V_9 , V_{11} .

2. Cerrar válvulas V_2 , V_6 , V_8 , V_{10} , V_{12} , V_{13}

3. Revisar la admisión de ambos compresores y verificar que

no haya ningún tipo de obstrucción.

4. Revisar que ambos presostatos estén calibrados en el rango ya establecido.

5. Abrir válvulas de admisión de ambos compresores.

6. Accionar Swche N° 1 y N° 2 simultáneamente.

10.6.13 Funcionamiento en paralelo de los compresores trabajando por el By-pass.

1. Abrir válvula V_2 , V_4 , V_6 , V_{10} , V_8 .

2. Cerrar válvulas V_1 , V_3 , V_5 , V_7 , V_9 , V_{11} , V_{12} , V_{13}

3. Revisar la admisión de ambos compresores y verificar que no haya ningún tipo de obstrucción.

4. Abrir válvulas de admisión de ambos compresores.

6. Accionar Swche N° 1 y N° 2 simultáneamente.

10.6.15 . Funcionamiento en paralelo de los compresores trabajando con tanque

1. Abrir válvulas $V_1, V_3, V_4, V_6, V_8, V_9, V_{11}$
2. Cerrar válvulas $V_2, V_5, V_7, V_{10}, V_{12}, V_{13}$.
3. Revisar la admisión de ambos compresores y verificar que no haya ningún tipo de obstrucción.
4. Revisar que ambos presostatos estén calibrados en el rango ya establecido.
5. Abrir válvulas de admisión de ambos compresores.
6. Accionar Swche N° 1 y N° 2 simultáneamente.

10.6.17. Funcionamiento del sistema graficador (PVs 6)

10.6.17.1. Compresor N° 1.

1. Abrir válvula V_{13}
2. Cerrar válvula V_{12}
3. Accionar swche N° 3.

10.6.17.2. Compresor N° 2

1. Abrir válvula V_{12}
2. Cerrar válvula V_{13}

3. Accionar swche N° 3.

11 CALCULO DE LAS PRUEBAS REALIZADAS

11.1 CALCULOS PRELIMINARES

- Desplazamiento del pistón

D_p = desplazamiento del pistón en ft^3/min

$D_p = A_p \cdot S(\text{rpm})/1728$

S = longitud del recorrido

rpm = revoluciones por minuto

$$A_p = \frac{\pi D^2}{4} \rightarrow A_p = \pi \frac{(2)^2}{4} \rightarrow 3.14 \text{ pug}^2$$

$$3.14 \times 15/16 \times 900$$

$$D_p = \frac{\quad}{1728} \rightarrow D_p = 1.53 \text{ ft}^3/\text{min}$$

- Razón de compresión

$$R_c = \frac{P_2}{P_1}$$

P_1 = presión inicial de succión

P_2 = presión final de descarga

$$R_c = \frac{114.7}{14.7} = 7.8$$

- % de espacio libre

$$V_{pc} = \frac{V_o}{D'_p} \times 100$$

V_o = volumen de espacio libre

D'_p = desplazamiento del pistón pug³

$$D'_p = A_p \times S = 3.14 \text{ pulg}^2 \times 15/16 \text{ pulg} \\ = 2,94 \text{ pug}^3$$

$$V_{pc} = \frac{0.13}{2.94} \times 100 \rightarrow V_{pc} = 4.42$$

- Eficiencia volumétrica N_v

$$\% n_v = 100 - R_c - V_{pc} (R_c^{1/k} - 1)$$

$$\% n_v = 100 - 7.8 - 4.42 (7.8^{1/1.4} - 1)$$

$$\% n_v = 92\%$$

- Capacidad real

V_a = capacidad real

$$V_a = D_p \times n_v$$

$$V_a = 1.53 \times 0.92$$

$$V_a = 1.4076 \text{ ft}^3/\text{min}$$

- Velocidad del pistón

V_p = Velocidad del pistón

$$V_p = \frac{(\text{rpm}) \times s}{6}$$

S = longitud de la carrera de compresión

$$V_p = \frac{900 \times (15/16)}{6}$$

$$V_p = 140 \text{ ft/min}$$

- Potencia real

$$P_R = \frac{144}{33000} \left(\frac{K}{K-1} \right) P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right] (L_o) (F_L) Z_1$$

$$= \frac{144}{33000} (3.5) (14.7 \times 3.08) [0.741] (144) (L) (1)$$

Donde

L_o = factor de pérdida

F_L = pérdida en armazón

Z_1 = factor de compresibilidad

- Potencia teórica

$$P_T = \frac{144}{33000} \left(\frac{K}{K-1} \right) P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K-1}{K}} - L \right]$$

$$P_T = 4.363 \times 10^{-3} (3.7) (14.7 \times 3.08) (0.741)$$

$$P_T = 0.54 \text{ HP}$$

**11.2 COMPRESOR N° 1 TRABAJANDO INDIVIDUALMENTE POR EL
BY-PASS**

TABLA 1. Datos obtenidos en la prueba del compresor No. 1 por el by-pass.

P_1 (Psi)	T_1	P_2 (Psi)	T_2'	Q (L/min)
14.7	26 (°C) 78.8 (°F) 538.8 (°R)	10	37.8 °C 100 °F 560 °R	30

Cálculos

- Cálculos de la presión de compresión
- Cálculo de K.

$$K = \frac{d^4 G}{8D^3 N} \quad (\text{Pág 472 Shigle})$$

Donde d = diámetro del alambre
 D = diámetro del resorte
 N = número de espiras
 G = instante del material

Luego $d = 2.4$ mm
 $D = 2$ cm
 $N = 44$ espiras
 $G = 11.5 \times 10^6$ Psi (acero común)

$$K = \frac{\left(\frac{2.4}{25.4}\right)^4 \times 11.5 \times 10^6}{8 \left(\frac{2}{2.54}\right)^3 \times 44}$$

$$K = 5.33 \text{ lb/pulg}$$

$$F = K X$$

Donde

$$K = 5.33 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}}$$

X = amplitud de la onda senoidal

$$X = 0.748 \text{ pulgada. (Ver Anexos)}$$

$$\text{Luego } F = 5.33 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}} \times 0.748 \text{ pulg}$$

$$F = 3.987 \text{ lb}$$

$$\text{Además } F = PA$$

Donde P = presión en el cilindro graficador

A = área del cilindro graficador

$$A = \frac{\pi D^2}{4} \rightarrow A = \pi \frac{(1.5 \text{ pulg})^2}{4} \rightarrow A = 1.767 \text{ pulg}^2$$

$$\text{Luego } P = \frac{F}{A} \rightarrow P = \frac{3.987 \text{ lb}}{1.767 \text{ pulg}} \rightarrow P = 2.256 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2}$$

- Cálculo de la temperatura de descarga adiabática

$$P_2 = P + 14.7 \rightarrow P_2 = 2,256 + 14.7 \rightarrow P_2 = 16956 \text{ Psia}$$

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\left(\frac{\lambda-1}{\lambda} \right)} \rightarrow T_2 = 538.8 \left(\frac{16.956}{14.7} \right)^{\left(\frac{1.4-1}{1.4} \right)}$$

$$T_2 = 561.21^\circ\text{R}$$

- Cálculo del exponente politrópico

$$\frac{T_2'}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\left(\frac{K-1}{K} \right)} \quad \text{Ecuación; } \underline{\quad}.11$$

Aplicando ln

$$\ln \left(\frac{T_2'}{T_1} \right) = \ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\left(\frac{K-1}{K} \right)} \rightarrow \frac{K-1}{K} = \frac{\ln \left(\frac{T_2'}{T_1} \right)}{\ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right)}$$

$$\frac{K-1}{K} = \frac{\ln \left(\frac{560^\circ\text{R}}{538.8} \right)}{\ln \left(\frac{16.956}{14.7} \right)}$$

$$\frac{K-1}{K} = \frac{(0.0385)}{0.1427} \quad \text{Por tanteo } K = 1.37$$

- Cálculo del trabajo isoentrópico

$$W_s = \frac{\lambda}{\lambda-1} P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\lambda-1}{\lambda}} - 1 \right]$$

$$V_1 = V_{\text{cilindrada}} + V_o$$

V_o = volumen del espacio muerto

V_o = V de las valvulas + V de la tubería de la señal de presión

$$V_o = 0,13 \text{ pulg}^3 + 0,65 \text{ pulg}^3 = 0,7835 \text{ pulg}^3$$

$$V_{\text{cilindrada}} = 2.95 \text{ pulg}^3$$

$$V_1 = 3.08 \text{ pulg}^3 = 0,001782 \text{ ft}^3$$

$$Ws = \frac{1.4}{1.4-1} \times 14.7 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2} \times 144 \frac{\text{pulg}^2}{\text{ft}^2} \times 0,001782 \text{ ft}^3 \times$$

$$\left[\left(\frac{16.956}{14.7} \right)^{\frac{1.4-1}{1.4}} - 1 \right] \quad Ws = 0.5481 \text{ lbft}$$

- Cálculo del rendimiento adiabático

$$ns = \frac{T_2 - T_1}{T'_2 - T_1}$$

$$ns = \frac{561.21^\circ R - 538.8^\circ R}{560^\circ R - 538.8^\circ R} \rightarrow ns = 1.057 \quad ns = 105.7\%$$

Este rendimiento es mayor que uno, ya que el compresor está siendo refrigerado, gracias a las aletas de enfriamiento, luego el trabajo real es menor que el adiabático.

- Cálculo del trabajo politrópico

$$Wk = \frac{K}{K-1} P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right]$$

$$Wk = \frac{1.37}{1.37-1} \times 14.7 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2} \times 144 \frac{\text{Pulg}^2}{\text{ft}^2} \times 0,001782 \text{ ft}^3$$

$$\left[\left(\frac{16.956}{14.7} \right)^{\frac{1.375-1}{1.375}} - 1 \right] \quad Wk = 0,5489 \text{ lbft}$$

- Cálculo del rendimiento politrópico

$$nk = ns \frac{wk}{ws} \quad nk = 1.051 \times \frac{0.5489}{0.5481}$$

$$nk = 1.052$$

11.3 COMPRESOR N° 1 TRABAJANDO INDIVIDUALMENTE CON TANQUE.

TABLA 2. Datos obtenidos en la prueba del compresor No. 1 por el tanque.

PL (Psi)	T ₁ (°F)	P ₂ (Psi)	T ₂ ' (°F)	Q (L/min)	P ₃ (Psi)
14.7	78.8	30	110°F	90	25

Cálculos

- Cálculo de la presión de descarga

$$F = KX$$

Donde

$$K = 5.3 \text{ lb/pulg}$$

$$X = 1.18 \text{ pulg} \quad \text{Ver Anexo}$$

$$X = \text{Amplitud de la onda}$$

entonces

$$F = 5.33 \text{ lb/pulg} \times 1.18 \text{ pulg}$$

$$F = 6.295 \text{ lb}$$

Luego

$$F = PA$$

Donde

P = presión en la línea

A = área del graficiador

$$P = \frac{F}{A} \quad \rightarrow \quad P = \frac{6.295 \text{ lb}}{1.767 \text{ pulg}^2} \quad \rightarrow \quad P = 3,56 \text{ lb/pulg}^2$$

Luego

$$P_2 = P + P_{at} \quad \rightarrow \quad P_2 = 3.56 + 147 = 18.26 \text{ Psia}$$

- Cálculo de la temperatura de descarga adiabática

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\left(\frac{\lambda-1}{\lambda} \right)} \quad \rightarrow \quad T_2 = 538.8 \left(\frac{18.26}{14.7} \right)^{\left(\frac{1.4-1}{1.4} \right)}$$

$$T_2 = 573.1^\circ\text{R}$$

- Cálculo del exponente politrópico

$$\frac{K-1}{K} = \frac{\ln \left(\frac{T_2}{T_1} \right)}{\ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right)} \quad \rightarrow \quad \frac{K-1}{K} = \frac{\ln \left(\frac{570^\circ\text{R}}{538.8^\circ\text{R}} \right)}{\ln \left(\frac{18.26}{14.7} \right)}$$

$$K = 1.35$$

- Cálculo del trabajo isoentrópico

$$Ws = \frac{\lambda}{\lambda-1} P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\lambda-1}{\lambda}} - 1 \right]$$

$$Ws = \frac{1.4}{1.4-1} \times 14.7 \frac{lb}{pulg^2} \times 144 \frac{pulg^2}{ft^2} \times 0,001782 ft^3$$

$$\left[\left(\frac{18.26}{14.7} \right)^{\frac{1.4-1}{1.4}} - 1 \right] \quad Ws = 0,84 \text{ lb ft}$$

- Cálculo del rendimiento adiabático

$$ns = \frac{T_2 - T_1}{T_2' - T_1} = \frac{573.1 - 538.8}{570 - 538.8} = ns = 1,099$$

- Cálculo del trabajo politrópico

$$Wk = \frac{K}{K-1} P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right]$$

$$Wk = \frac{1.35}{1.35-1} \times 14.7 \frac{lb}{pulg^2} \times 144 \frac{Pulg^2}{ft^2} \times$$

$$0.001782 \text{ ft}^3 \left[\left(\frac{18.26}{14.7} \right)^{\frac{1.053-1}{1.053}} - 1 \right]$$

$$Wk = 0,84 \text{ Lb ft}$$

- Cálculo del rendimiento politrópico

$$nk = \frac{Wk}{W} = \frac{\frac{\lambda-1}{\lambda}}{\frac{K-1}{k}} \rightarrow nk = \frac{\frac{1.4-1}{1.4}}{\frac{1.35-1}{1.35}} = 1,1$$

11.4 COMPRESORES N° 1 Y N° 2 FUNCIONANDO EN SERIE

TABLA 3. Datos obtenidos en la prueba compresor No. 1 en serie.

P_1 (Psi)	T_1 (°F)	P_2 (Psi)	T_2 (°F)	Q (L/min)
14.7	78.8	10	100	30

TABLA 4. Datos obtenidos en la prueba compresor No. 1 en serie.

P_1 (Psi)	T_1 (°F)	P_2 (Psi)	T_2 (°F)	Q (L/min)
14.7	78.8	10	110	30

Análisis

El compresor N° 1 aspira aire a las condiciones de presión atmosférica (14.7 psi) y temperatura ambiente de 26°C (100°F). El compresor N° 1 descarga a las siguientes condiciones, presión monométrica de 10 psi y temperatura de 100°F, a estas condiciones aspira el compresor N° 2 y descarga a la misma presión de 10 psi y la temperatura aumenta ligeramente a 110°F.

De aquí podemos concluir que el compresor N° 2 no realiza ningún trabajo sobre el aire debido a que el trabajo fue hecho por el compresor N° 1. Ya que estos están diseñados para trabajar a las mismas condiciones de operación, por ende cuando conectamos 2 compresores en serie la presión de descarga del compresor N° 2 no aumenta como en lo esperado

debido a lo anteriormente dicho.

El hecho de que la temperatura de descarga del compresor N° 2 sea un poco mayor que la de aspiración se debe a la fricción.

11.5 COMPRESOR N° 1 Y N° 2 FUNCIONANDO EN PARALELO

TABLA 5. Datos obtenidos en la prueba compresor No. 1 en paralelo.

P_1 (Psi)	T_1 (°F)	P_2 (Psi)	T_2 (°F)	Q (L/min)
14.7	78.8	10	100	60

TABLA 6. Datos obtenidos en la prueba compresor No. 2 en paralelo.

P_1 (Psi)	T_1 (°F)	P_2 (Psi)	T_2 (°F)	Q (L/min)
14.7	78.8	10	100	60

Análisis

Los compresores N° 1 y N° 2 funcionando en paralelo hacen el mismo trabajo que funcionando individualmente, la única variación es el caudal, que es la sumatoria de los dos o sea el doble de su funcionamiento individual. Esto es lo más importante debido a que en una industria la mayoría de las veces los compresores trabajan en paralelo para obtener un mayor caudal como hemos visto en nuestro análisis.

MANUAL DE OPERACION Y MANTENIMIENTO

Durante la operación del equipo se deben mantener las condiciones requeridas de presión, temperatura, y caudal; es decir, se debe garantizar un funcionamiento continuo y libre de fallas.

Sin embargo, en cualquier circuito puede presentarse fallas. Cualquier desviación de la temperatura y presión normales indicará una posible operación inadecuada del equipo y se deberá aplicar correctivos.

El objetivo de un plan de mantenimiento es minimizar las fallas, detectar cualquier anormalidad y aplicar los correctivos necesarios. Básicamente, el plan de mantenimiento de un banco de compresores consiste en inspecciones periódicas para vigilar el desgaste de los cilindros, prevenir fugas de aire, eliminar condensados, revisar el nivel de aceite de los compresores, etc.

A continuación se presenta el plan de mantenimiento periódico

que se debe realizar para el correcto funcionamiento del banco, además, se presenta un cuadro técnico de síntomas de funcionamiento anormal de los compresores, indicando causas probables.

1.- Instrucciones de puesta en marcha y mantenimiento.

Hay que tener en cuenta los preparativos para el arranque inicial, las inspecciones periódicas y el funcionamiento anormal, para el cual es preciso conocer las causas del mismo.

2. Preparativos para el arranque inicial. Puesta en marcha.
Se hará cuando la instalación esté terminada.

Durante las 100 primeras horas de marcha cámbiese dos veces el aceite.

a.- Llénese el cárter de aceite hasta que su nivel alcance el punto indicado por el fabricante. Usese siempre el tipo de aceite recomendado.

b.- Compruébese la tensión de la correa o la alineación del acoplamiento.

c.- Abrase el grifo de purga del depósito.

d.- Compruébese el sentido de rotación del compresor.

e.- Compruébese el voltaje y amperaje del motor.

f.- Gírese el compresor a mano para asegurarse que todas sus partes puedan moverse sin inconveniente.

g.- Alcanzada la presión de régimen, compruébese con espuma de jabón que todas las juntas sean estancas.

h.- Compruébese que las válvulas de seguridad funcionan correctamente.

i.- Compruébese que el motor esté convenientemente lubricado.

j.- Después de varias horas de marcha, apriétense todos los pernos y tuercas mientras el compresor está aún caliente.

3.- Instrucciones periódicas. (En caso de funcionamiento continuo).

Diariamente:

a.- Verifíquese el nivel de aceite en el cárter (con un compresor parado). Utilice aceite Sae 40 W.

b.- Púrguese el depósito hasta que no salga agua condensada.

c.- Compruébese que el motor esté bien lubricado.

Semanalmente:

a.- Compruébese la válvula de seguridad.

Cada 500 horas (o cada dos meses):

a.- Cámbiese el aceite del cárter.

Cada dos meses o cada 300 horas:

a.- Lubríquense los motores eléctricos.

b.- Compruébese la tensión de las correas.

c.- Compruébese si las tuercas de anclaje están bien apretadas.

Anualmente:

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

4.- Localización de las anomalías.

En el cuadro técnico de síntomas de funcionamiento anormal que presentamos se ha procurado hacer un resumen de aquellas anomalías más frecuentes en compresores, especificando causas probables que pueden originarlas.

5.- Recomendaciones para futuros proyectos de grados relacionados con el uso de aire comprimido.

En el diseño de este banco de compresores se utilizaron elementos o accesorios de mando manual o mecánico cuyo manejo es muy sencillo para cualquier operario. Por consiguiente es muy conveniente que si se llegase a realizar otro proyecto de grado relacionado con el uso de aire comprimido se tocara el tema de la electroneumática y el uso de la oleoneumática, ya que de esta manera se amplía el campo investigativo de esta área que es muy importante hoy en día.

SISTEMA	CAUSA
El motor no arranca	a.- Motor agarrotado. b.- Relé térmico desagustado. c.- Fusibles quemados. d.- Tensión o voltaje reducido.
Inconvenientes en el suministro de aire	a.- Tubería de admisión obstruida. b.- Filtro sucio. c.- Válvulas mal colocadas.
Calentamiento del compresor	a.- Válvulas en malas condiciones. b.- Dirección de giro incorrecta. c.- Filtro de aire obstruido. d.- Fugas internas. e.- Lubricación insuficiente.
Capacidad insuficiente	a.- Fuga excesiva en tuberías y a través de válvulas. b.- Presión de descarga excesiva. c.- Velocidad incorrecta. d.- Filtro obstruido. e.- Pistones y segmentos gastados. f.- Válvulas defectuosas. g.- Pérdida de aire por las juntas de cabeza de cilindro. h.- Los descompresores de válvula de aspiración mantienen las láminas parcialmente abiertas. i.- Las correas patinan.
El compresor sobrecarga al motor	a.- Características inadecuadas de las líneas eléctricas de fuerza. b.- Correas excesivamente tirantes. c.- Presión de descarga superior a la normal. d.- Velocidad excesiva. e.- Tubería de descarga restringida. f.- Tensión o voltaje reducidos. g.- Compresor duro de roce.
Presión insuficiente	a.- Demanda de aire superior a la capacidad del compresor. b.- Velocidad incorrecta del grupo. c.- Segmentos gastados. d.- Fugas excesivas en tuberías y en el interior del compresor.

SISTEMA	CAUSA
El compresor golpea	a.- Volante o poleas desprendidas. b.- Holgura excesiva entre pasado y casquillo de biela. c.- Holguera excesiva entre cojinete de biela y cigüeñal. d.- Los cojinetes principales requieren ajuste. e.- Válvulas desprendidas en la cabeza del cilindro. f.- Juego excesivo del rotor del motor. g.- Derivaciones del rotor debido a montaje desalineado o desnivelado.
El compresor vibra	a.- Sujeción impropia a la fundación. b.- Fundación inconveniente. c.- Tuberías no soportadas en debida forma. d.- Rotor del motor desequilibrado. e.- Un cilindro no funciona.
Consumo excesivo de aceite	a.- Nivel de aceite muy alto. b.- Aceite de viscosidad muy ligera. c.- Presión de aceite excesiva. d.- Segmentos o cilindros gastados.
La válvula de seguridad del recipiente golpea o tiene fuga	a.- Válvula defectuosa. b.- Válvula de seguridad mal timbrada.

CONCLUSIONES

En la culminación de este proyecto hemos llegado a las siguientes conclusiones:

- Los compresores cuando trabajan individualmente, se comportan de igual forma en todas sus pruebas (presión, caudal, temperatura y gráficas P V G) debido a que Estos están fabricados bajo las mismas condiciones de diseño.
- Cuando los compresores trabajan en paralelo observamos que trabajan iguales como si trabajaran individualmente, la única diferencia es que el flujo caudal se duplica.
- Cuando trabajamos los compresores en serie, observamos que no cumplen con lo esperado. Que el aire salga con una presión inicial del primer compresor y entre al segundo para ser comprimido y luego salir con una presión mayor. Esto no sucede debido a que son equipos diseñados bajo las mismas condiciones y parámetros.

La válvula de admisión y descarga está diseñada para abrir a determinada presión, la cual es la misma en ambos compresores o sea que la presión que sale del primero es la misma a la salida del segundo, o sea el trabajo que realiza el compresor N° 2 es cero ya que $(P_2/P_1) = 1.0$. O sea que los compresores reciprocantes no permiten ser trabajados en serie.

- Cuando hacemos éstas mismas pruebas utilizando los tanques vemos que cambian los datos como presión, temperatura y flujo en la descarga de los compresores.

- Cuando estamos graficando presión contra giro del cigüeñal en los diferentes tipos de pruebas, observamos que cuando trabajamos individualmente la amplitud de la onda es mayor que cuando graficamos en serie y los picos de las ondas son menos pronunciados, debido a que cuando trabajamos en serie el segundo compresor no admite a la atmósfera.

- Cuando graficamos utilizando los tanques vemos que la amplitud en dicha onda es superior a las anteriores mencionadas debido a que la presión en el tanque es mayor y por ende en la línea entre la descarga del compresor y la entrada del tanque es un poco mayor que la del tanque.

BIBLIOGRAFIA

CHAMBADAL, P. Los compresores. Barcelona, Labor, 1973, 40-56 p.

ESSO, Inter-América. Lubricación de Compresores, 1979, 35 p.

FAIRES, Virgil. Termodinámica. México, Offset Nerecan, 1973, 10-18 p.

GREENE, Richard. Compresores, selección, uso y mantenimiento. México: Mc Graw-Hill, 1969, 75 p.

Instituto Colombiano de Normas Técnicas, presentación de Tesis de grado. Bogotá Icontec: 1987, 29.p

REYNOLDS, William y PERKINS, Henry. Ingeniería Termodinámica, México: Mc. Graw-Hill, 1980, 15-20 p.

VAN WYLEN, Gordon. Fundamentos de Termodinámica. México: Limusa, 1986, 5-12 p.