



GUÍA PARA LA SELECCIÓN, INSTALACIÓN Y MANTENIMIENTO DE COMPRESORES RECIPROCANTES DE GAS

JHON NICOLAS ARIZA GOMEZ

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERIAS FISICO QUIMICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA DE PETROLEOS
ESPECIALIZACIÓN EN INGENIERÍA DEL GAS
BUCARAMANGA**

2016



**GUÍA PARA LA SELECCIÓN, INSTALACIÓN Y MANTENIMIENTO DE
COMPRESORES RECIPROCANTES DE GAS**

JHON NICOLAS ARIZA GOMEZ

**Trabajo de Grado presentado como requisito para optar por el título de
ESPECIALISTA EN INGENIERÍA DEL GAS**

Director:

RAMIRO GUERRERO

INGENIERO MECANICO

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERIAS FISICO QUIMICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA DE PETROLEOS
ESPECIALIZACIÓN EN INGENIERÍA DEL GAS
BUCARAMANGA**

2016

AGRADECIMIENTOS

De manera muy especial el autor de esta monografía agradece a:

Jesús el hijo del Dios vivo, quien me acompaña a mí y a mi familia en cada etapa de la vida y a quien le debo la felicidad que he tenido y que estoy seguro tendré por siempre.

A mi familia por el sacrificio que han hecho al darme el tiempo para continuar con mi formación profesional.

Al Ingeniero Ramiro Guerrero por ser el guía en este tema, que considero no es del común conocimiento dentro de la industria del gas.

A mis compañeros estudiantes de la IV promoción de Especialización en Ingeniería del Gas sede Bogotá, por haberme brindado su amistad y permitir compartir este espacio de conocimiento científico pero sobre todo humano.

A la UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER, por haber cumplido con las expectativas que tenía al inicio del programa y por poner a nuestra disposición todo el recurso humano y técnico para cumplir con el objetivo de terminar con éxito el programa.

DEDICATORIA

Quiero dedicar este trabajo a Dios y a mi familia; esposa, hijos, padres, hermana, quienes a lo largo de mi vida han sido importantes en cada una de las etapas que he recorrido, por el apoyo incondicional que me han demostrado, que no importa que tan lejos llegue uno, sino que tan feliz se fue recorriendo ese camino.

Terminar este ciclo es una meta cumplida de muchas que me he propuesto para dejar un buen ejemplo como persona, como profesional, incluso como estudiante, pero también como padre; pues es mi más grande deseo ver a mis hijos, José Benjamín y María Angel, convertidos en hombre y mujer de bien, que le aporten a la sociedad del futuro, pero sobre todo verlos felices haciendo realidad los sueños que hoy tienen como niños.

Jhon Nicolás

TABLA DE CONTENIDO

INTRODUCCIÓN.....	18
1. GENERALIDADES DEL GAS NATURAL Y DE LOS COMPRESORES RECIPROCANES.....	19
1.1 DEFINICIÓN	19
1.1.1 Estado de fases del gas	20
1.1.2 Propiedades básicas de los gases.....	22
1.1.3 Variables que se tienen en cuenta para la compresión de Gas	24
1.1.4 Definición de Compresor.....	28
1.1.5 Definición de Compresor Reciprocante de Gas Natural.....	29
1.1.6 Tipos de Compresores Reciprocantes	31
1.1.7 Partes del Compresor Reciprocante	33
1.1.8 Equipos de Proceso en un Compresor Reciprocante.....	35
1.1.9 Definición del Proceso de Compresión	36
1.1.10 Sistemas de Control para una Operación Segura.....	37
1.1.11 Ciclos Termodinámicos en un Compresor Reciprocante	41
1.1.12 Variables que inciden en la especificación de Compresores Reciprocantes.....	45
1.1.13 Aspectos Generales para tener en cuenta en la compra de un Compresor Reciprocante	54

1.1.14	Identificación de los equipos de compresión en campo	55
1.1.15	Lubricación	57
2.	SELECCIÓN DE UN COMPRESOR RECIPROCANTE.....	67
2.1	VENTAJAS Y DESVENTAJAS DE LOS COMPRESORES RECIPROCANTES.....	67
2.2	PRINCIPIOS DE OPERACIÓN DE LOS COMPRESORES RECIPROCANTES.....	69
2.2.1	Limitaciones críticas de los compresores recíprocos.	69
2.3	PASOS PARA LA ESPECIFICACIÓN DE UN COMPRESOR RECIPROCANTE	73
2.3.1	Determinación del Número de Etapas.....	73
2.3.2	Potencia Requerida.....	76
2.3.3	Diseño del cilindro de compresión.....	80
2.3.4	Cargas en las barras del compresor	84
2.3.5	Ejemplo Práctico de selección de Compresores recíprocos.....	85
2.4	LINEAMIENTOS DADOS POR API 618, PARA LA SELECCIÓN Y COMPRA DE COMPRESORES RECIPROCANTES	94
2.4.1	Generalidades para tener en cuenta en la compra del compresor....	95
3.	INSTALACION DE UN COMPRESOR RECIPROCANTE.....	101
3.1	UBICACIÓN GENERAL DEL EQUIPO EN PLANTA	101

3.2	NIVELACIÓN Y ALINEACIÓN	102
3.2.1	Nivelación.....	103
3.2.2	Alineación.....	104
3.3	VENTEOS Y DRENAJES.....	105
3.4	FILTROS EN LA SUCCIÓN DEL EQUIPO	106
3.5	MONITOREO DE PARAMETROS DE FUNCIONAMIENTO.....	106
3.6	PUESTA EN MARCHA DEL EQUIPO COMPRESOR	108
3.7	LINEAMIENTOS DADOS POR API 618, PARA LA INSTALACION DE COMPRESORES RECIPROCANTES.....	108
4.	MANTENIMIENTO DE UN COMPRESOR RECIPROCANTE.....	113
4.1	RECOMENDACIONES TECNICAS	113
4.2	ACTIVIDADES DE MANTENIMIENTO DIARIO	117
4.3	ACTIVIDADES DE MANTENIMIENTO MENSUAL	119
4.4	ACTIVIDADES DE MANTENIMIENTO SEMESTRAL O CADA 4000 HORAS.....	120
4.5	ACTIVIDADES DE MANTENIMIENTO ANUAL O CADA 8000 HORAS .	121
4.6	ACTIVIDADES DE MANTENIMIENTO CADA 2 AÑOS O CADA 16000 HORAS.....	121
4.7	ACTIVIDADES DE MANTENIMIENTO CADA 4 AÑOS O CADA 32000 HORAS.....	122

4.8	ACTIVIDADES DE MANTENIMIENTO CADA 6 AÑOS O CADA 48000 HORAS.....	123
4.9	ACTIVIDADES DE MANTENIMIENTO PREDICTIVO.....	123
4.9.1	Análisis de vibraciones.....	125
4.9.2	Mediciones de ultrasonido.....	126
4.9.3	Medición temperaturas.....	127
4.10	PROGRAMA GLOBAL DE CONFIABILIDAD OPERACIONAL.....	128
4.11	RECOMENDACIONES API 618 EN LA OPERACIÓN DE COMPRESORES RECIPROCANTES.....	129
4.11.1	Velocidades Admisibles	129
4.11.2	Temperatura de Descarga Admisible	130
4.11.3	Velocidades Críticas.....	131
4.11.4	Operación a Flujos Variables y Velocidades Constantes	132
5.	CONCLUSIONES.....	133
6.	RECOMENDACIONES.....	135
	BIBLIOGRAFIA.....	136
	ANEXOS.....	137

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Molécula de Metano.....	19
Figura 2. Diagrama de Fases	21
Figura 3. Esquema de un Compresor Reciprocante Real	35
Figura 4. Unidad de Compresión Completa	38
Figura 5. Diagrama de Flujo Compresor de Tres Etapas	39
Figura 6. Ciclo Ideal Compresor Reciprocante.....	41
Figura 7. Ciclo Real Compresor Reciprocante	43
Figura 8. Ciclo Real en los Pistones de un Compresor Reciprocate	44
Figura 9. Numeración de Carreras y Ubicación de la placa de Información	56
Figura 10. Indicaciones sobre Tapa Superior de un compresor Típico.....	57
Figura 11. Bomba de Lubricación Forzada – Típica.....	58
Figura 12. Placas de datos de los conjuntos de Lubricación Forzada	58
Figura 13. Placas de Identificación Típicas	59
Figura 14. Placa de identificación del Descargador	59
Figura 15. Placa de Identificación del Cilindro	60
Figura 16. Curva P-V de Compresión	78
Figura 17. Factor de Corrección por Baja Presión de Admisión	81
Figura 18. Factor de Corrección por Gravedad Específica.....	81
Figura 19. Potencia de Compresión.....	82
Figura 20. Ejemplo de selección Compresor Reciprocante	94
Figura 21. Imágenes de un Cilindro con Bolsillo	99
Figura 22. Válvulas de Succión con Descargadores.....	100

Figura 23. Detalle de Montaje Típico estructura base sobre placa civil	110
Figura 24. Vista “A” detalle de Montaje Típico estructura base sobre placa civil	111
Figura 25. Sistema de Accionamiento por Cadena Típico.....	118
Figura 26. Esquema básico Diagnostico del equipo compresor	124
Figura 27. Anomalías detectadas en equipos compresores por medio de mediciones de frecuencia.....	126
Figura 28. Anomalías detectadas en equipos compresores por medio de mediciones de ultrasonido.....	127
Figura 29. Sistema de Confiabilidad Operacional	128
Figura 30. Secuencia de Operación con cinco etapas de Control.....	132

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Fórmulas de los principales tipos de Hidrocarburos	20
Tabla 2. Tipos de Compresores.....	29
Tabla 3. Usos comunes de los Compresores Reciprocantes	31
Tabla 4. Configuraciones de Cilindros para un compresor de 3 Etapas	32
Tabla 5. Valores estimados de Eficiencia Isentrópica de Compresores	76
Tabla 6. Porcentaje de Incremento de Potencia para Unidades de Alta Velocidad	80
Tabla 7. Composición de un Gas Natural Típico para trabajar como ejemplo	85
Tabla 8. Propiedades del Gas.....	86
Tabla 9. Iteraciones para hallar el valor final de Z.....	87
Tabla 10. Resultados de Relaciones de Presión de acuerdo a No. Etapas.....	88
Tabla 11. Resultados para Configuración de dos Etapas.....	89
Tabla 12. Resultados para Configuración de tres Etapas	89
Tabla 13. Resultados de Potencia	90
Tabla 14. Selección de modelos comerciales de compresores	91
Tabla 15. Calculo de flujos.....	91
Tabla 16. Cálculos de la eficiencia volumétrica.....	91
Tabla 17. Cálculo Diámetros de cilindro.....	92
Tabla 18. Diámetros Comerciales.....	92
Tabla 19. Cálculos de carga en las barras.....	93
Tabla 20. Seteos para Válvulas de Alivio	112
Tabla 21. Recomendaciones mínimas para instalar alarmas y “Shutdowns”	112

LISTA DE ANEXOS

Anexo A. Lista de Verificación de Puesta en Marcha.....	137
Anexo B. Lista de Verificación antes del Arranque.....	138

RESUMEN

TÍTULO: GUÍA PARA LA SELECCIÓN, INSTALACIÓN Y MANTENIMIENTO DE COMPRESORES RECIPROCANTES DE GAS*.

AUTOR: JHON NICOLAS ARIZA GOMEZ **.

PALABRAS CLAVE: Compresión, Condiciones de Proceso, Presión, Temperatura, Caudal, “*Clearence*”, Cilindros, “*Frame*”

DESCRIPCIÓN:

En la situación actual en la que se encuentra el sector de los hidrocarburos a nivel mundial, es indiscutible que las empresas de *oil & gas* que operan en Colombia deben reducir sus costos, si quieren continuar en un mercado de precios bajos. Una forma de lograr este objetivo es haciendo sus procesos internos mucho más eficientes en términos de mano de obra calificada y tiempos de ejecución cortos. Un ejemplo de esta situación se da en el área de la compresión de gas natural, más específicamente en el transporte a través de los gasoductos y estaciones compresoras de la red nacional, en donde se trabaja con equipos compresores de gas tipo recíprocante, traídos desde el exterior e instalados y operados por mano de obra colombiana.

Por este motivo y viendo la necesidad de orientar, tanto a profesionales como a técnicos y estudiantes colombianos, que estén involucrados o que quieran iniciar un estudio en compresores recíprocantes, se desarrolló este documento a partir de la recopilación de información de la industria, los fabricantes, la academia y las normas internacionales, buscando entregar las herramientas básicas necesarias para desarrollar proyectos de selección, instalación y mantenimiento de estos equipos.

En este contenido se aprecian partes técnicas a partir del desarrollo de fórmulas que describen los procesos físicos que se presentan en el gas cuando este es comprimido; cuenta un nivel de terminología altamente técnica de acuerdo a lo que se presenta habitualmente en el sector, pero también se presentan capítulos con información muy práctica y de fácil comprensión, que se ha extraído de manuales y otros documentos sencillos, que ayudaran al lector a comprender los principios básicos por los que se rigen los compresores recíprocantes.

*Monografía de Especialización.

** Facultad de Ingenierías Físicoquímicas. Escuela de Ingeniería de Petróleos, Director Ing Ramiro Guerrero.

ABSTRACT

TITLE: GUIDE FOR SELECTION, INSTALLATION AND MAINTENANCE OF GAS RECIPROCATING COMPRESSORS.

AUTHOR: JHON NICOLAS ARIZA GOMEZ **.

KEY WORDS: Compression, process conditions, pressure, temperature, flow, Clearance, Cylinders, Frame

DESCRIPTION:

Currently for the hydrocarbon sector all over the world is indisputable that oil & gas companies that operate in Colombia must reduce their costs, if they want to continue in a market with low prices. One way to achieve this goal is by making its internal processes more efficient in terms of skilled work and lower runtimes. An example of this situation occurs in the natural gas compression field and more specifically in the transport through pipelines and compression stations of the national interconnection network, where with the operation is based in reciprocating gas compressors brought from the exterior and installed and operated by Colombian people.

Due to this reason and seeing the need to drive the Colombian professionals, technicians and students, who are involved or want to start a study in reciprocating compressors, this document was developed from information collection industry, manufacturers, academy and international standards, seeking to bring the required basic tools for selection, installation and maintenance of this kind of equipment.

In this content technical issues are approached from the development of formulas that describe the physical processes that occur in the gas when it is compressed; has a high level of terminology according to what is usually present in the industrial sector, but there is also some chapters with very practical information and easy to understand, which is taken from manuals and other simple documents, to help the reader to understand the basic principles that governed the reciprocating compressors.

*Specialization Monograph.

**Physic-chemist Engineering Faculty. Petroleum Engineering School, Dir Ramiro Guerrero

INTRODUCCIÓN

Esta guía muestra al lector unas pautas básicas, que le ayudaran en la selección, instalación y mantenimiento de compresores reciprocantes de gas natural, cuando así lo requiera dentro de su ejercicio profesional o pedagógico.

El objetivo principal está encaminado a orientar en este tema, a las personas que intervienen o quieran estar involucradas en procesos de diseño y operación de estaciones compresoras de gas, de forma tal, que se familiaricen con la terminología, la normatividad, la tecnología y la funcionalidad de los compresores reciprocantes.

La guía es una herramienta útil tanto para el ingeniero en ejercicio, como para el estudiante de ingeniería, que se encuentre desorientado por tanta información existente en tan diversas fuentes y quiera iniciarse en el mundo de la compresión de gas natural, teniendo la certeza de que ha elegido un camino que lo podrá llevar al cumplimiento de sus metas en esta área, eso sí profundizando los conocimientos aquí adquiridos.

La principal motivación de la guía está basada en ayudar a resolver la problemática que existe en los proyectos del sector de gas en Colombia, donde se ha evidenciado que no hay suficientes procedimientos técnicos para la selección, instalación y mantenimiento de compresores reciprocantes de gas y que los costos para realizar estas actividades son elevados, debido a que no se cuenta con personal nacional especializado que conozca y aplique las normas de

construcción y montaje, que son indispensables para realizar un adecuado trabajo cuando se decide poner a operar un sistema de compresión de gas de este tipo.

La metodología usada para la elaboración de la guía, está basada en la recopilación de datos a partir de documentos técnicos como son normas, publicaciones de compañías operadoras, recomendaciones de fabricantes, experiencia en campo de profesionales del ramo y conceptos de buenas prácticas de ingeniería. De donde se seleccionó la información necesaria y se ordenó de manera coherente complementándola con conceptos propios, para hacer de este escrito algo sencillo pero a la vez interesante para el lector.

La guía práctica, contiene un marco teórico extenso pero apropiado para introducir al lector y familiarizarlo con los conceptos y terminología necesaria para comprender los temas, contiene también en los tres capítulos de estudio que son selección, instalación y mantenimiento, reglas básicas que se deben tener en cuenta, referencias normativas en cada uno de los aspectos y ejemplos aplicados a los temas tratados.

1. GENERALIDADES DEL GAS NATURAL Y DE LOS COMPRESORES RECIPROCANTES

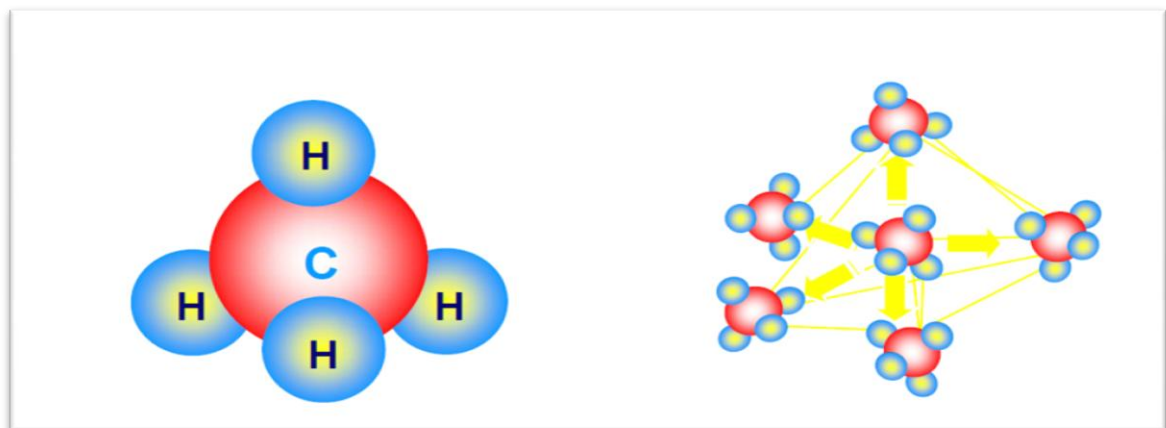
Para comenzar con el estudio de compresores reciprocantes, se presenta a continuación las generalidades del gas natural y de cómo las propiedades del mismo influyen dentro del proceso de compresión.

1.1 DEFINICION³

El gas natural es una mezcla natural de gases hidrocarburos, compuesto de moléculas que contienen diferentes combinaciones de hidrógeno y carbono, que son altamente compresibles y expansibles.

Además, contiene impurezas como dióxido de carbono, nitrógeno, sulfuro de hidrógeno y vapor de agua. El metano es el hidrocarburo gaseoso más liviano, abundante y el principal componente del gas natural, con más del 85%. Además, el gas puede contener cantidades pequeñas de otros componentes que pueden ser: etano, propano, butano, pentano y posiblemente algunos condensados. El metano es un gas incoloro e inoloro.

Figura 1. Molécula de Metano



³ GUERRERO, Ramiro. "Diseño y Operación de Sistemas de Compresión de Gas". Universidad Industrial de Santander, Escuela de Ingeniería de Petróleos. Bucaramanga, 2013.

Fuente: Tomado de GUERRERO, Ramiro. "Diseño y Operación de Sistemas de Compresión de Gas". Universidad Industrial de Santander, Escuela de Ingeniería de Petróleos. Bucaramanga, 2013. p.1

Tabla 1. Fórmulas de los principales tipos de Hidrocarburos

Tipos de Hidrocarburos contenidos en el gas natural:		
Nombre	Fórmula	Nomenclatura
Metano	CH ₄	C1
Etano	C ₂ H ₆	C2
Propano	C ₃ H ₈	C3
Butano	C ₄ H ₁₀	C4
Pentano	C ₅ H ₁₂	C5
Hexano	C ₆ H ₁₄	C6
Heptano plus	Desde el C ₇ H ₁₆	C7+

Fuente: Tomado de GUERRERO, Ramiro. "Diseño y Operación de Sistemas de Compresión de Gas". Universidad Industrial de Santander, Escuela de Ingeniería de Petróleos. Bucaramanga, 2013. p.2

1.1.1 Estado de fases del gas⁴

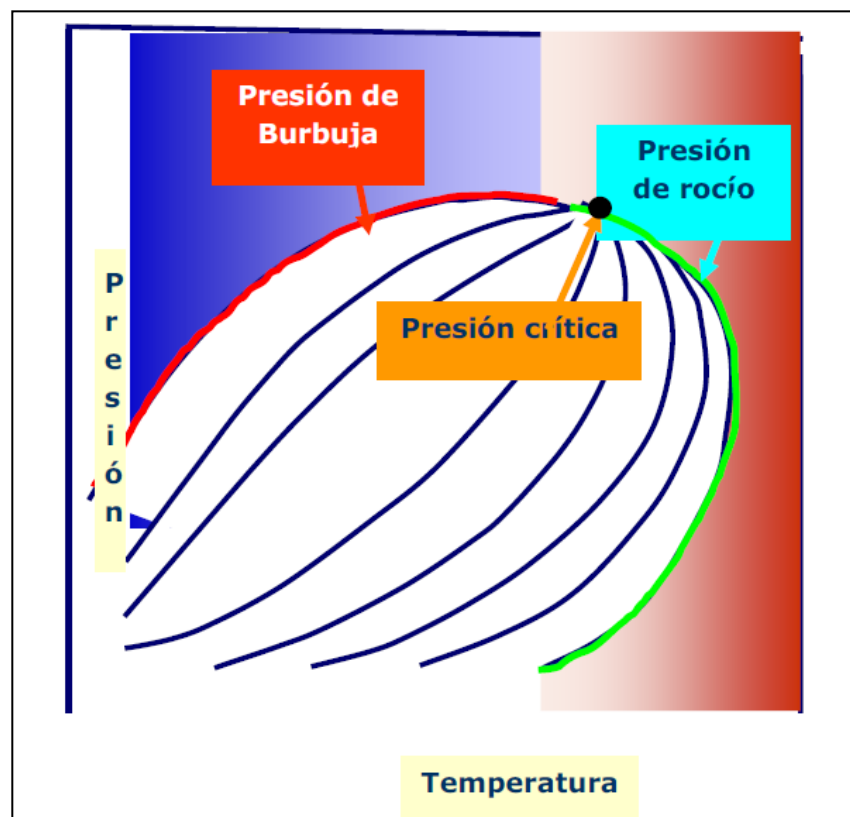
Tanto el petróleo como el gas en un yacimiento petrolero deben estar en "condiciones de equilibrio". De aquí los conceptos de: Presión de Burbuja, Presión o punto de Rocío, Presión Crítica. Dependiendo de la presión y la temperatura, un hidrocarburo puede estar como gas y/o como líquido en el yacimiento. El diagrama de fase tiene dos zonas, una donde el hidrocarburo es líquido y otra donde es gas tal como se muestra en la siguiente gráfica:

⁴ GUERRERO, Ramiro. "Diseño y Operación de Sistemas de Compresión de Gas". Universidad Industrial de Santander, Escuela de Ingeniería de Petróleos. Bucaramanga, 2013.

Presión de Burbuja: Es la presión donde aparece la primera burbuja de gas en el petróleo que está líquido en el yacimiento. A esta presión se dice que el líquido está “saturado”.

Presión de Rocío: A diferencia de la presión de burbuja, la presión de rocío es la presión donde aparece la primera gota de líquido, a una temperatura dada. El petróleo está como gas en el yacimiento y en este punto comienza a “condensarse”.

Figura 2. Diagrama de Fases



Fuente: Tomado de GUERRERO, Ramiro. "Diseño y Operación de Sistemas de Compresión de Gas". Universidad Industrial de Santander, Escuela de Ingeniería de Petróleos. Bucaramanga, 2013. p.3

Presión crítica: Es el punto donde convergen la fase líquida y la fase gaseosa. En este punto no se puede diferenciar el líquido del gas.

1.1.2 Propiedades básicas de los gases⁵

Un gas ideal, a menudo llamado, gas perfecto, es un gas donde no existe fuerza molecular.

El gas natural es incoloro, inodoro, inflamable y no es tóxico. Es un excelente combustible debido a que quema de forma fácil y completa.

Teoría cinética molecular de los gases 1738 - (Bernoulli, Maxwell, Clausius)

El comportamiento cinético molecular de los gases es consistente con el modelo atómico de la materia. Las moléculas están en continuo movimiento.

- Los gases constan de partículas esféricas pequeñas cuyo tamaño es diminuto comparado con la distancia entre ellas.
- Las partículas de gas se mueven en línea recta a diferentes velocidades y los choques entre ellas son elásticos y de duración despreciable. Una colisión es elástica cuando se conserva tanto la energía como la cantidad de momentum lineal.
- Las partículas no demuestran atracciones ni repulsiones unas con otras, ni con las paredes del recipiente que las contiene.
- El volumen del gas resulta despreciable con respecto al volumen del recipiente que los contiene.

Es importante conocer las propiedades físicas, químicas y termodinámicas del gas con el fin de conocer el comportamiento del gas durante el proceso de

⁵ GUERRERO, Ramiro. "Diseño y Operación de Sistemas de Compresión de Gas". Universidad Industrial de Santander, Escuela de Ingeniería de Petróleos. Bucaramanga, 2013.

compresión. Las propiedades se pueden obtener por medición directa en el laboratorio.

Las propiedades básicas de los gases son:

- Los gases se adaptan en forma y volumen al recipiente que los contiene.
- Los gases son muy compresibles.
- Los gases se dilatan fácilmente.
- Los gases son afectados por los cambios de temperatura y de presión, debido a su capacidad de expandirse y contraerse con facilidad.
- Los gases puros que contienen un solo componente gaseoso, son tratados como gases ideales a baja presión.

Los gases reales se desvían del comportamiento normal de un gas ideal por la interacción de las fuerzas moleculares (fuerzas de Van der Waals)

La desviación de este comportamiento se puede determinar con el factor de compresibilidad Z . El comportamiento de una mezcla de gas también está influenciado por su composición, es decir, por el contenido de cada componente en la mezcla, lo que determina su peso molecular.

- Peso molecular de un gas = M
- Peso de la muestra de un gas = W
- Número de moles presentes en una mezcla de gases = n

El flujo de gas a través de una tubería es debido al diferencial de presión entre un punto inicial y el punto de entrega.

Para describir el “estado” de cualquier gas, no solo hay que decir que “volumen” ocupa, sino que es necesario especificar también la temperatura y la presión.

1.1.3 Variables que se tienen en cuenta para la compresión de Gas⁶

Volumen: espacio ocupado por un gas y se expresa en: centímetros cúbicos, litro o mililitro y pie cúbico. Con el fin de facilitar algunos cálculos básicos en el diseño de las facilidades de superficie, es necesario estar familiarizado con algunas unidades de medida, características y propiedades que presenta el gas natural que se produce en un pozo.

Caudal: el caudal (Q) es una variable importante en el proceso de producción y compresión de Gas, ya que es una medida del volumen producido o comprimido en una determinada unidad de tiempo.

Caudal de Gas: $Q = \text{Volumen} / \text{unidad de tiempo}$. (pies cúbicos por minuto) Para el caso de medir el caudal de producción de gas de un pozo, es muy común hacerlo en Millones de pies cúbicos por día (MMSFCD). También se denomina, rata de producción de gas o rata de flujo.

Presión: La presión es una variable de vital importancia en la producción y compresión de gas ya que ésta es la fuente de energía para que el gas presente en un yacimiento, entre al pozo y llegue hasta la superficie y para que desde la superficie se pueda desplazar a realizar un trabajo.

- Presión al cero absoluto: Vacío absoluto, condición ideal.
- Presión absoluta: Presión por encima de cero absoluto.
- Presión atmosférica: Presión ejercida por la atmósfera.
- Presión manométrica: Diferencia en la presión del sistema y la presión atmosférica.
- Presión de vacío: Presión por debajo de la presión atmosférica.
- Presión Diferencial: Diferencia de dos presiones.
- Presión Estática: Presión de un fluido en reposo o movimiento.
- Presión Dinámica: Presión debida a la velocidad del fluido.
- Presión Total: Presión dinámica más estática

⁶ GUERRERO, Ramiro. "Diseño y Operación de Sistemas de Compresión de Gas". Universidad Industrial de Santander, Escuela de Ingeniería de Petróleos. Bucaramanga, 2013.

Temperatura: De una manera cualitativa, nosotros podemos describir la temperatura de un objeto como aquella determinada por la sensación de caliente o frío al estar en contacto con él.

Esto es fácil de demostrar cuando dos objetos se colocan juntos (los físicos lo definen como contacto térmico), el objeto caliente se enfría mientras que el más frío se calienta hasta un punto en el cual no ocurren más cambios, y para nuestros sentidos, ambos tienen el mismo grado de calor. Cuando el cambio térmico ha parado, se dice que los dos objetos (los físicos los definen más rigurosamente como sistemas) están en equilibrio térmico. Entonces podemos definir la temperatura de un sistema diciendo que la temperatura es aquella cantidad que es igual para ambos sistemas cuando ellos están en equilibrio térmico.

Calor específico: Calor necesario para aumentar un grado la temperatura de un volumen determinado de una sustancia.

Presión de vapor: Tendencia a “escapar” de las partículas en la superficie de un líquido.

Densidad de un gas: Relación de la masa que tiene y el volumen que ocupa.

Densidad relativa o gravedad específica (SG): Relación de densidades respecto al aire a las mismas condiciones de presión y temperatura. Relación de los pesos moleculares en estado ideal.

La gravedad específica de los gases (SG) se toma con relación al aire seco con una temperatura de 0 °C a una presión atmosférica igual y su masa volumétrica es equivalente a 1.293 Kg./ metro cúbico.

Poder calorífico de los gases: Cantidad de calor desprendido en la combustión completa de una mezcla de gas. Existen varios métodos de análisis para determinar el poder calorífico de un gas: cromatografía y espectroscopia.

Capacidad de un Compresor: Es la cantidad de gas liberado cuando opera a presiones de entrada y salida especificadas. La capacidad es medida en volumen a las condiciones de presión, temperatura, composición del gas y contenido de humedad a la entrada del compresor.

Temperatura Crítica: Es la mayor temperatura a la cual un gas puede ser licuado.

Presión Crítica: Es la presión de saturación a la temperatura crítica.

Proceso Adiabático: Proceso durante el cual no hay calor adicionado o removido del sistema.

Proceso Isentrópico: Proceso donde la entropía se mantiene constante.

Proceso Isotérmico: Proceso en el cual no hay cambio en la temperatura.

Proceso Politrópico: Proceso en el cual hay cambios en las características del gas durante la compresión.

Mol: Es el peso de un gas numéricamente igual al peso molecular o al pseudo peso molecular de una mezcla de gas. Un kilogramo mol (lb mol) es el peso en kilogramos (lb) igual al peso molecular del gas. A las mismas condiciones de presión y temperatura, el volumen de un mol es el mismo para todos los gases perfectos.

Potencia al Freno: Es el requerimiento total de potencia incluyendo potencia del gas y todas las pérdidas por fricción mecánicas y transmisión de potencia.

Espacio Muerto: (tolerancia) En un cilindro reciprocante es el volumen remanente al final del cilindro el cual no es recorrido por movimientos del pistón. Incluye el espacio entre el pistón y la cabeza al final de la carrera de compresión; espacio bajo las válvulas, etc. y es expresado como un porcentaje del desplazamiento del pistón en un recorrido. El espacio muerto puede ser diferente, para los dos extremos de un cilindro de doble actuación, en el cual se usa un valor promedio para describir el compartimiento total del cilindro.

Factor de Compresibilidad: Es la relación del volumen actual de un gas al volumen de un gas perfecto a las mismas condiciones.

Eficiencia de Compresión: Es la relación del requerimiento de trabajo teórico (usando un proceso establecido) y el trabajo actual requerido a ser hecho sobre el gas a comprimir. Tomando en cuenta pérdidas por fugas internas y fricción del fluido así como variaciones del proceso termodinámico teórico.

Relación de Presión Motores: Se refiere a la relación de los volúmenes dentro de un cilindro al comienzo y al final del recorrido de compresión. El valor nominal es igual al desplazamiento más el volumen de espacio muerto dividido entre el

volumen de espacio muerto, pero el valor efectivo es algo menor, debido a la regulación de válvulas o de lumbrera.

Punto de Rocío: De un gas es la temperatura a la cual el vapor, a una presión dada, comenzará a condensarse. El punto de rocío de una mezcla gaseosa es la temperatura a la cual el constituyente con el punto de ebullición más alto comenzará a condensarse.

Potencia de Gas: Es el requerimiento actual de potencia para compresión a condiciones particulares, incluyendo todas las pérdidas termodinámicas, por fugas y por fricción del fluido, pero excluyendo las pérdidas por fricción mecánica.

Relación de Presión Compresores: Es la relación de la presión de descarga absoluta sobre la presión de entrada absoluta en cualquier ciclo de compresión.

Eficiencia Volumétrica: Es la relación, en porcentaje, del volumen (medido a las condiciones de entrada) entregado, sobre el volumen del desplazamiento del pistón de un compresor recíprocante.

100% de Velocidad: Es la velocidad correspondiente a los requerimientos del punto nominal del compresor. Esta puede ser mayor o igual que la velocidad normal. El 100% de la velocidad del motor o equipo motriz del compresor deberá ser igual a la relación de engranajes (si hay alguna) a la velocidad de plena carga del motor suministrado. Normalmente especificado por el diseñador del servicio.

Velocidad Máxima Continua: Es el límite superior de la velocidad de operación del compresor. Para compresores de velocidad variable, esta deberá ser 105% de la velocidad del punto nominal del compresor, a menos que otra cosa sea especificada. Normalmente especificado por el diseñador del servicio.

Presión de Descarga Nominal: Es la máxima presión requerida de acuerdo con las condiciones especificadas por el comprador para un uso determinado (API Standard 618).

Temperatura de Descarga Nominal: Es la temperatura más alta de operación predecible, resultante de las condiciones específicas de servicio. (API Standard 618). Normalmente especificado por el diseñador del servicio.

Máxima Velocidad Permisible y Máxima Velocidad Continua: Ambos se refieren a la velocidad de rotación más alta a la cual el diseño del fabricante permitirá la operación continua. (API Standard 618). Normalmente especificado por el diseñador del servicio.

Velocidad Nominal: Es la velocidad más alta de operación necesaria para cumplir con las condiciones específicas de servicio. (API Standard 618). Normalmente especificado por el diseñador del servicio.

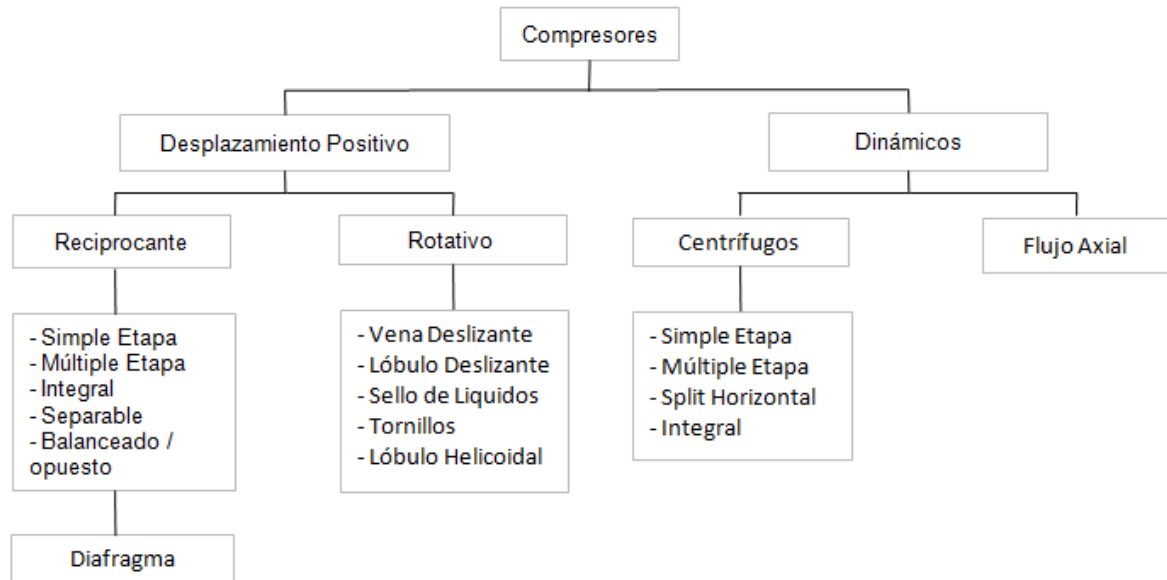
Potencia Nominal: De un compresor, es la potencia máxima garantizada requerida por el compresor para cualquiera de las condiciones de operación especificadas. Las pérdidas del motor deben establecerse por separado. (API Standard 618). Normalmente especificado por el diseñador del servicio.

1.1.4 Definición de Compresor

Un compresor es básicamente una maquina que se usa para elevar la presión de un gas, un vapor o una mezcla de gases, desde un punto inicial hasta un punto de entrega según lo requiera el proceso, durante este aumento en la presión en el compresor, el volumen especifico de los gases se reduce. Los compresores que se utilizan son:

1.1.4.1 Compresores de Desplazamiento Positivo: Son compresores que trabajan por baches de flujo, tomando esos volúmenes grandes a la entrada y desplazándolos hacia una cámara de volumen inferior en donde se comprimen por la fuerza ejercida por un elemento interno logrando así elevar la presión a los niveles solicitados por el proceso. Se dividen en dos grupos, reciprocantes y rotativos.

Tabla 2. Tipos de Compresores



Fuente: Tomado de LIRA, Román. “Compresores Reciprocantes”. Universidad Experimental Rafael Maria Baralt. Maracaibo, 2007. p.3

1.1.4.2 Compresores Dinámicos: Son compresores que trabajan en régimen continuo, con base en convertir el cabezal de velocidad en presión para el fluido manejado, estos equipos se dividen también en dos grupos, centrífugo (Flujo radial), axiales (flujo axial y flujo mezclado).

1.1.5 Definición de Compresor Reciprocante de Gas Natural

El objeto de estudio de esta guía son los compresores reciprocantes, los cuales hacen parte de la familia de los compresores de desplazamiento positivo, en donde la compresión se obtiene por desplazamiento de un pistón que se mueve linealmente dentro de un cilindro, reduciendo de esta forma, el volumen que está depositado en él, creando así el incremento en la presión del gas hasta la presión de descarga a través de la válvulas de salida del cilindro.

El cilindro está provisto de válvulas de admisión y descarga que operan automáticamente por diferenciales de presión. La válvula de admisión se abre cuando el movimiento del pistón ha reducido la presión por debajo de la presión del gas en la entrada del compresor. La válvula de descarga se cierra cuando la presión del gas en el cilindro se iguala con la presión de la línea de salida.

Los compresores reciprocantes deben trabajar con gases libres de partículas solidas y de agua ya que pueden causar daños en las partes internas por la fricción que se maneja dentro de los cilindros y en el caso del agua por ser un fluido no compresible puede afectar las barras del pistón por esfuerzos excesivos. El rango de presiones que se maneja con este tipo de compresores oscila entre el 0 y los 50000 psig, con potencias que pueden alcanzar los 20000 hp. De acuerdo a las condiciones de operación estas presiones se pueden alcanzar en una o en múltiples etapas dependiendo de la relación de presión (relación entre la presión de succión y la presión de descarga) escogida en el diseño del equipo, que de acuerdo a las buenas prácticas no debe exceder de 4.

Los compresores de múltiples etapas deben ser equipados con enfriadores inter etapas, los cuales disminuyen la temperatura del gas de forma aceptable evitando aumentar el trabajo durante la siguiente etapa de compresión, logrando con esto reducir potencia y mantener la temperatura por debajo de los niveles permitidos.

Además del transporte de gas natural, los compresores reciprocantes son usados generalmente en otros procesos que se muestran a continuación:

- Procesos donde se requieran altas presiones de descarga, donde son excelentes por el rango mencionado anteriormente.
- Para manejar bajos flujos de gas.
- Menos sensibles a la variación en composiciones de gas que con el paso del tiempo siempre se hace inevitable.

- Versatilidad en la operación para cambiar en rangos de flujo con solo ajustar los “bolsillos”.

Tabla 3. Usos comunes de los Compresores Reciprocantes

Refinerías y Petroquímica	Petroleo y Gas
<ul style="list-style-type: none"> * Amoniaco * Urea * Metanol * Etileno * Oxido de Etileno * Polipropileno * Gas de Alimentación * Separación de Componentes de Gas Natural * Almacenamiento de GNL * Craqueo Catalico * Destilación 	<ul style="list-style-type: none"> * Levantameinto Artificial * Reinyección * Tratamiento de Gas * Almacenamiento de Gas * Transmisión * Gas Combustible * Booster * Distribución de Gas

Fuente: Tomado de LIRA, Román. “Compresores Reciprocantes”. Universidad Experimental Rafael Maria Baralt. Maracaibo, 2007. p.7

1.1.6 Tipos de Compresores Reciprocantes

1.1.6.1 Simple Etapa: Son compresores que alcanzan la presión de descarga requerida en una sola etapa; solo cuentan con un depurador interetapa, un pistón y un enfriador, generalmente son utilizados como booster de sistemas más complejos de procesamiento o de transporte.

1.1.6.2 Múltiples Etapas: Estos compresores cuentan con varias etapas de compresión como su nombre lo indica, en donde en cada etapa se aumenta la presión gradualmente hasta obtener la presión de descarga requerida. El máximo de etapas puede alcanzar a 6 dependiendo del número de cilindros, sin embargo el número de cilindros que posea el compresor, no es igual al número de etapas, pues se pueden dar diferentes configuraciones para la cantidad de etapas requeridas, según se muestra en la siguiente figura;

Tabla 4. Configuraciones de Cilindros para un compresor de 3 Etapas

Configuraciones Posibles	3 CILINDROS (integral)	4 CILINDROS	6 CILINDROS
1ERA ETAPA	1 CILINDRO	2 CILINDROS	2 CILINDROS
2DA ETAPA	1 CILINDRO	1 CILINDRO	2 CILINDROS
3ERA ETAPA	1 CILINDRO	1 CILINDRO	2 CILINDROS

Fuente: Tomado de LIRA, Román. “Compresores Reciprocantes”. Universidad Experimental Rafael Maria Baralt. Maracaibo, 2007. p.8

La utilización de varios cilindros para una etapa de compresión permite la selección de cilindros más pequeños, lo generalmente se aplica a los cilindros de las primeras etapas de compresión.

1.1.6.3 Compresor Separable: En este tipo de compresor, el motor y el equipo tienen cigüeñales y monturas independientes, que transmiten la potencia a través de un acople directo el cual es desmontable relativamente fácil. Pueden ser de simple o de múltiples etapas y alcanzan rangos de operación de velocidad entre 900 y 1800 RPM. Estos compresores tienen la versatilidad de ser accionados por motores eléctricos, motores diesel o por turbinas por la facilidad de acoplamiento, alcanzo potencias de hasta 5000 hp, y permite flexibilidad operacional en términos de flujo a manejar.

1.1.6.4 Balanceado Opuesto: Son compresores separables en los cuales los cilindros están ubicados unos opuestos a los otros formando un ángulo de 180°.

1.1.6.5 Compresor Integral: Estos equipos cuentan con motores de combustión interna para transmitir potencia; los cilindros del motor y el compresor comparten el mismo cigüeñal y la misma montura (*frame*). Se especifican en simples o múltiples etapas y trabajan generalmente en baja velocidad de rotación de 400 a 900 rpm, presentan alta eficiencia y bajo consumo de combustible siendo en muchas ocasiones la mejor opción con respecto a los separables, sin embargo el costo es más elevado y el transporte es más complicado en comparación con los mismos. El rango de potencia de estos compresores está entre 2000 y 13000 hp, dentro de sus mayores ventajas esta el bajo costo de mantenimiento y la vida útil prolongada que presenta durante la operación.

1.1.7 Partes del Compresor Reciprocante

A continuación se definen las principales partes que componen un equipo compresor reciprocante:

Montura (*Frame*): Es la estructura o armazón fundido dentro del cual están montadas las partes rotativas del compresor (cigüeñal, pistones, crucetas), además se instalan los cilindros de forma cruzada. Los fabricantes la especifican según el número de cilindros, la potencia que se puede transmitir, las cargas a soportar sobre la barras (rod loading) y al recorrido de los cilindros. Cada montura está determinada para un número de cilindros específico.

Cigüeñal (*Crankshaft*): Es el dispositivo que transmite la potencia del motor a las bielas de los pistones, se encuentra alojado dentro de la montura del compresor.

Biela: Es el mecanismo que transmite la fuerza del movimiento circular del cigüeñal a la barra del pistón en forma de movimiento lineal.

Caja de Lubricación: Es el elemento que separa el cilindro de la montura, cualquier fuga se drena a través de este equipamiento, la caja de lubricación

contiene la barra que impulsa el pistón, así como también los sellos de laberinto de cilindro.

Cojinetes: En su gran parte son del tipo hidrodinámicos en la mayoría de los compresores, el aceite entra al cojinete a través de los agujeros de suministro, los cuales están ubicados a lo largo de toda la circunferencia del cojinete, y por donde se forma una película de aceite entre las superficies de contacto de las partes móviles y estacionarias.

Sellos: Su función es dar sellado dinámico entre el pistón y la barra, así como también entre la barra y la montura. Consiste básicamente en una serie de anillos de teflón montados sobre una caja de sellado, la cual esta atornillada al cilindro, la barra se mueve de forma recíproca a través de la caja de sellos tipo laberinto.

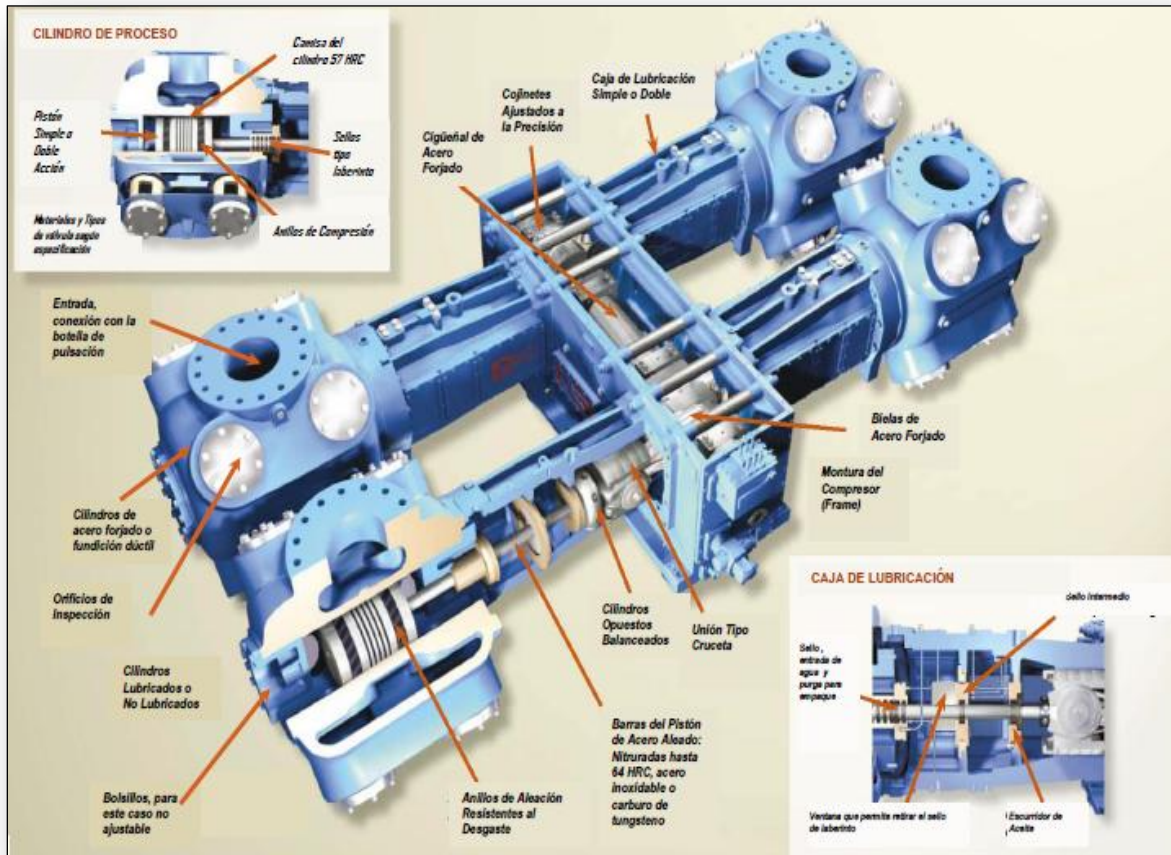
Barra: Es el elemento que une el pistón con la biela y transmite el movimiento al pistón, la barra es de los elementos que más sufre de esfuerzos a causa del funcionamiento de tracción y compresión del equipo.

Botellas de Pulsación: Son recipientes a presión que se colocan tanto en la succión como en la descarga para mitigar los efectos de la vibración acústica causada por el flujo a modo de baches que se da en el equipo compresor.

Válvulas: Elementos que permiten la entrada y salida gas al cilindro del equipo; en caso de cilindros de doble acción, existen válvulas de succión a ambos lado del cilindro, mientras que en cilindros de simple acción solo se encuentra en un costado. Las válvulas pueden ser de placa, lengüeta y la más común en compresores recíprocos son las de tipo de discos concéntricos.

Las partes relacionadas anteriormente se evidencian en el siguiente esquema, donde se muestra un compresor de gas real:

Figura 3. Esquema de un Compresor Reciprocante Real



Fuente: Tomado de LIRA, Román. "Compresores Reciprocantes". Universidad Experimental Rafael Maria Baralt. Maracaibo, 2007. p.12

1.1.8 Equipos de Proceso en un Compresor Reciprocante

Separadores (Scrubbers): Su función principal, es la separar el agua que viene en forma de vapor de la corriente de gas de entrada al equipo de compresión, están diseñados para manejar corrientes con alta relación gas – liquido, usualmente cuentan con elementos atrapaniebla (demisters) para la separación.

Se ubican entre etapas de compresión para retirar líquidos que se producen como consecuencia del enfriamiento interetapas.

Cilindros (Proceso de Compresión): Estos elementos en conjunto con el pistón se encargan de disminuir el volumen del gas contenido en la recámara, hasta llegar a un volumen determinado en la presión de descarga requerida; el compresor cuenta con al menos un cilindro por cada etapa y existen dos tipos; Simple Acción: La compresión se da en solo uno de los dos lados del pistón durante una vuelta del cigüeñal.

Doble Acción: La compresión se da por un lado mientras por el otro lado ocurre la expansión durante la vuelta del cigüeñal.

Cuando el fluido a comprimir son gases como el Helio u Oxígeno, y donde se requiera manejar gases o aire que no permitan contaminación con aceite, se deben usar cilindros no lubricados, los cuales utilizan anillos de grafito o teflón y tienen una superficie pulida de forma tal que minimiza la fricción.

Enfriadores: Son dispositivos que disminuyen la temperatura del gas después de cada etapa de compresión, este proceso se hace necesario para entrar a la siguiente etapa pues la temperatura de trabajo es limitada para los materiales y los sistemas de lubricación utilizados en los compresores. Por lo general se utilizan se utilizan enfriadores por aire, instalados en una unidad de enfriamiento común que a través de un ventilador lleva el aire por el haz de tubos, este ventilador está acoplado directamente al motor del compresor.

Los equipos anteriormente mencionados se arman en conjunto con el compresor y el motor sobre un “skid” o bastidor común, para tener una unidad compresora completa y transportable, tal como se muestra en la Figura 4.

1.1.9 Definición del Proceso de Compresión

La compresión en múltiples etapas implica tener procesos separados para comprimir el gas efectivamente, pues con una sola etapa para alcanzar la presión de descarga, repercutiría en altas temperaturas y exceso de trabajo que pueden

producir falla en los materiales y pérdidas de potencia injustificables. El flujo de proceso ocurrido en una unidad compresora es como se describe a continuación. En el separador se elimina el líquido de la corriente, posteriormente el gas pasa al cilindro de la primera etapa, donde alcanza una presión de descarga limitada por la temperatura admisible de 275 a 300 °F, a continuación cuando el gas sale del primer cilindro pasa por el enfriador que disminuye la temperatura hasta 120 o 130 °F, debido a este enfriamiento se producen condensados por los componentes más pesados del gas, por ende el fluido pasa por un separador antes de seguir a la siguiente etapa de compresión, evitando así la entrada de líquidos a los cilindros.

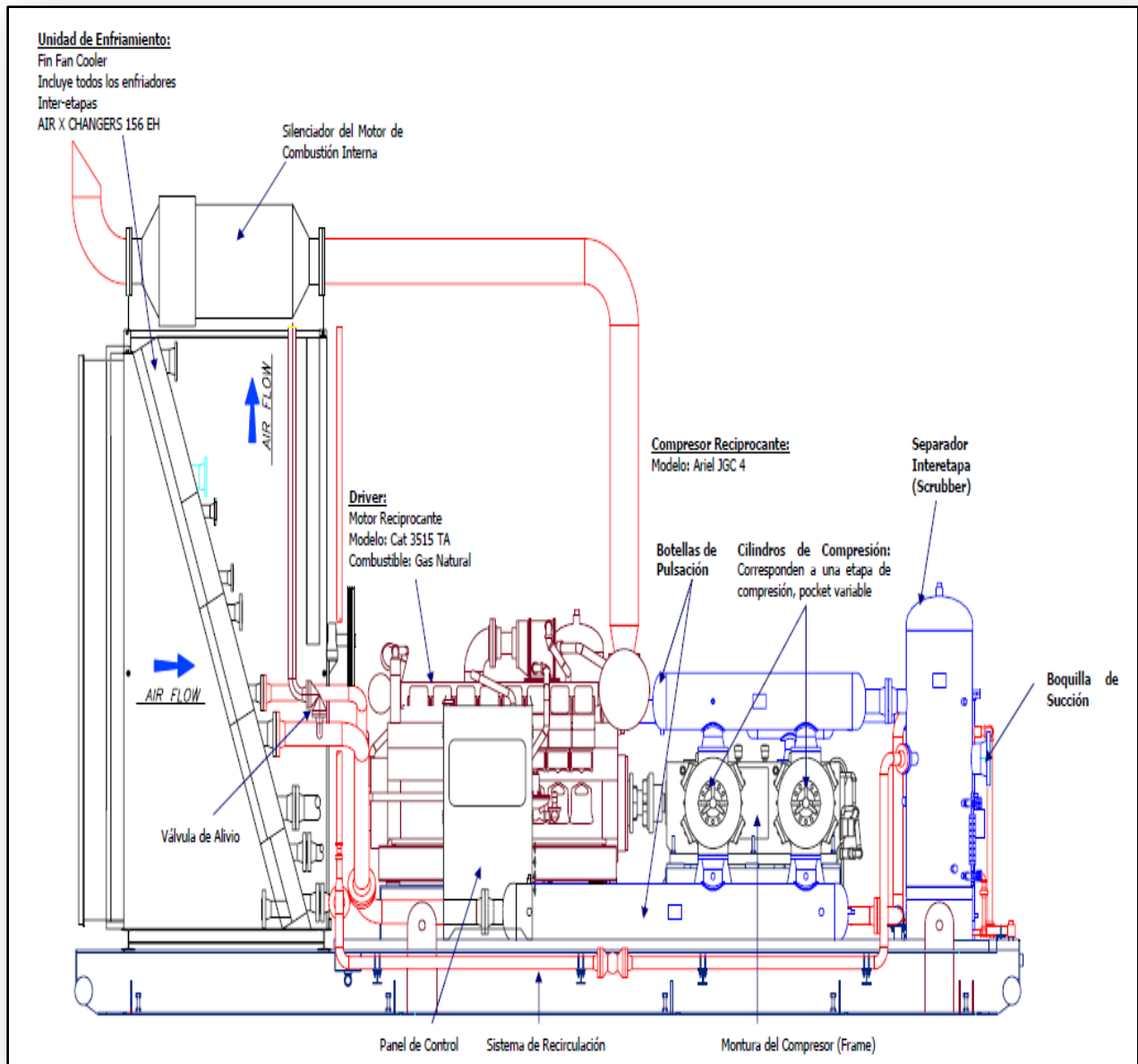
Esta secuencia describe como el gas pasa por cada etapa de compresión hasta alcanzar la presión requerida. En la Figura 5, se muestra el diagrama de flujo en compresor de tres etapas.

1.1.10 Sistemas de Control para una Operación Segura

Los sistemas de control son indispensables en una operación limpia y segura, por lo cual todo equipo de compresión debe contar con ellos para permitir:

- La operación continúa a pesar de los cambios en las condiciones de proceso.
- Paradas seguras y programadas para mantenimiento de la unidad o de toda la planta de producción.
- Activar alertas y bloqueos de seguridad, en caso de eventuales condiciones inseguras y contingencias de emergencia.

Figura 4. Unidad de Compresión Completa

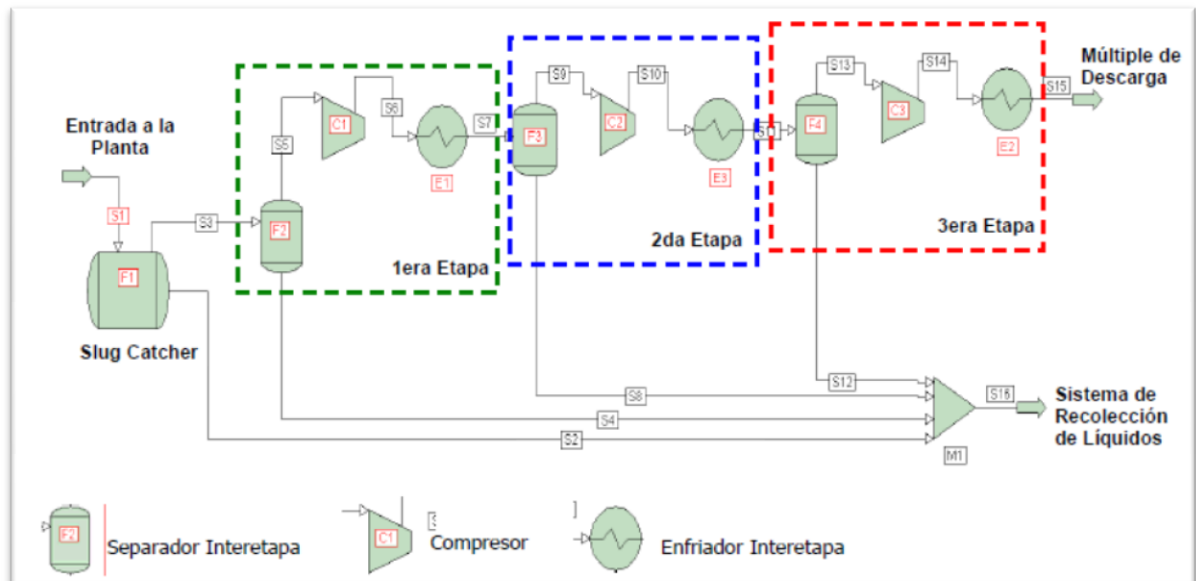


Fuente: Tomado de LIRA, Román. "Compresores Reciprocantes". Universidad Experimental Rafael Maria Baralt. Maracaibo, 2007. p.14

Dentro de los sistemas de control más conocidos se encuentran los siguientes:

Sistema de Recirculación: En la velocidad de giro del compresor que permanece constante durante la operación, entra al cilindro un determinado volumen de gas;

Figura 5. Diagrama de Flujo Compresor de Tres Etapas



Fuente: Tomado de LIRA, Román. "Compresores Reciprocantes". Universidad Experimental Rafael Maria Baralt. Maracaibo, 2007. p.15

Si por alguna razón este flujo se reduce, la presión de succión se verá también disminuida y por ende la relación de presión se hará mayor, ocasionando así un aumento peligroso en la temperatura de descarga. Como medida de seguridad se debe contar con sistema de recirculación que incluya una válvula de descarga para conectar con en el cilindro de la primera etapa y así tener una presión de succión constante a pesar de los bajos en el flujo, también se puede contar con descargadores conectados a las válvulas de succión de los cilindros que recirculen el gas en las válvulas y no permitan la compresión.

Válvula hacia Tea: En el caso donde se tengan aumentos de flujos en la succión del compresor; la presión se incrementara así como también las cargas sobre las

barras y la potencia requerida, la cual podría superar a la potencia del motor seleccionado. Para evitar esto, se debe instalar una válvula sobre la línea de succión para redireccionar el exceso de gas hacia la tea o “*Flare*”. Además en caso de un evento de parada de emergencia o “*shutdown*”, este dispositivo permitirá desviar toda la producción igualmente al sistema de Tea.

Válvula Reguladora de la Presión de Succión: Es básicamente una válvula tipo mariposa que permite regular la presión de succión, está diseñada para que cierre en caso de un incremento de la presión y se abre nuevamente hasta que la presión aguas arriba aumente hasta activar la válvula de alivio.

Válvulas “*Blow-down*”: Son válvulas utilizadas para vaciar el gas contenido en los cilindros del compresor, por completo hacia la atmosfera, en el momento que se presente un mal funcionamiento o se necesite sacar a mantenimiento el equipo, lo que permite minimizar el riesgo con gases atrapados durante una reparación. Se deben instalar en la descarga del cilindro, para enviar este gas por una línea de venteo o hacia la tea.

Válvulas “*Shut-down*”: Estas válvulas se instalan aguas arriba del compresor para aislarlo de la instalación, se utilizan también en caso de mantenimiento general; por altos niveles de líquido en los separadores o por emergencias operacionales; dependiendo de la situación y según el manual de operaciones que se tenga establecido; se activan primero las válvulas *shut-down* y seguidamente las *blow-down*.

Válvulas de Alivio: En cada cilindro que hace parte del compresor, se debe instalar una válvula de alivio aguas arriba del enfriador, calibrada a según las tablas del API 618 de modo tal que si el flujo llega a sufrir obstrucción, ninguno de los componentes se vean sometidos a sobrepresión.

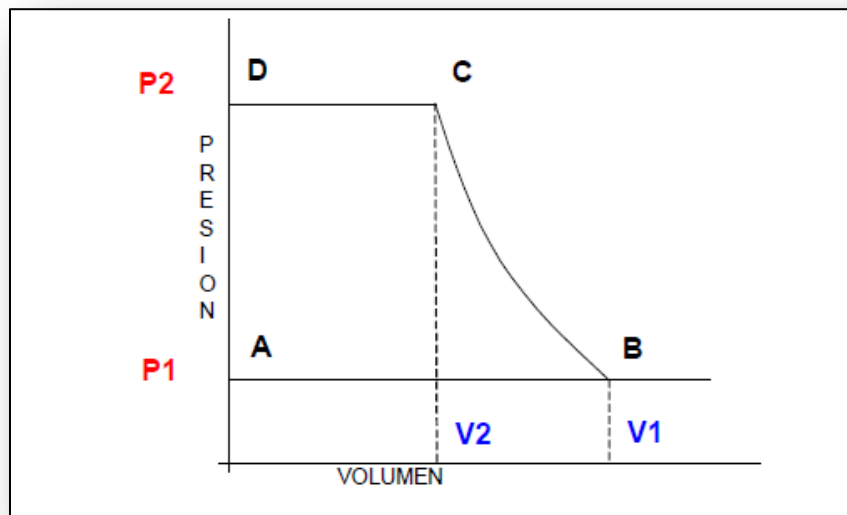
Controlador de Velocidad (Para equipos de velocidad variable): Este dispositivo se instala en caso de no existir bolsillos y sirve para aumentar la eficiencia del compresor y la rangeabilidad operacional; si el flujo del gas se aumenta a un rango superior al operado y el compresor puede manejar mas gas, el controlador aumenta la velocidad del compresor para manejar el excedente de

gas. Al volver a normalizarse el flujo de gas, la velocidad de giro vuelve a la normalidad. Por el contrario si el flujo de gas decrece, el compresor girara lentamente hasta que la presión de entrada pueda ser sostenida. El uso de este dispositivo no quita la necesidad de instalar el sistema de recirculación, la válvula hacia la tea y la válvula reguladora de la presión de succión, aunque se ayudara a disminuir la utilización de dichos elementos.

1.1.11 Ciclos Termodinámicos en un Compresor Reciprocante

A continuación se expresara de forma práctica como se presentan los cambios físicos en el fluido a comprimir, formando el ciclo termodinámico que describe el comportamiento típico de los compresores reciprocantes:

Figura 6. Ciclo Ideal Compresor Reciprocante



Fuente: Tomado de GOMEZ, Pedro. "Diseño y Calculo de Compresores". Monografía. Instituto Técnico Central. Bogotá. 2010. p.3

En un ciclo ideal de compresión como el mostrado en la Figura 6, el 100% del gas es descargado a la presión de salida especificada. La línea “A-B”, representa el movimiento del pistón durante la carrera de succión dentro del cilindro, en donde se comienza a llenar de gas, ingresando por las válvulas de succión hasta llegar al punto “V1” que corresponde al volumen total a ser comprimido. Durante este movimiento la presión “P1” permanece constante y es igual a la presión de succión en la entrada al compresor.

En el punto “B”, la fuerza ejercida por el motor del compresor y transferida al pistón a través del cigüeñal, actúa sobre el gas positivamente elevando la presión y reduciendo el volumen del gas hasta el punto “C”, que corresponde con la presión de descarga “P2”. En ese momento la válvula de descarga se abre permitiendo la salida total del gas al sistema que lo demanda en el punto “D”.

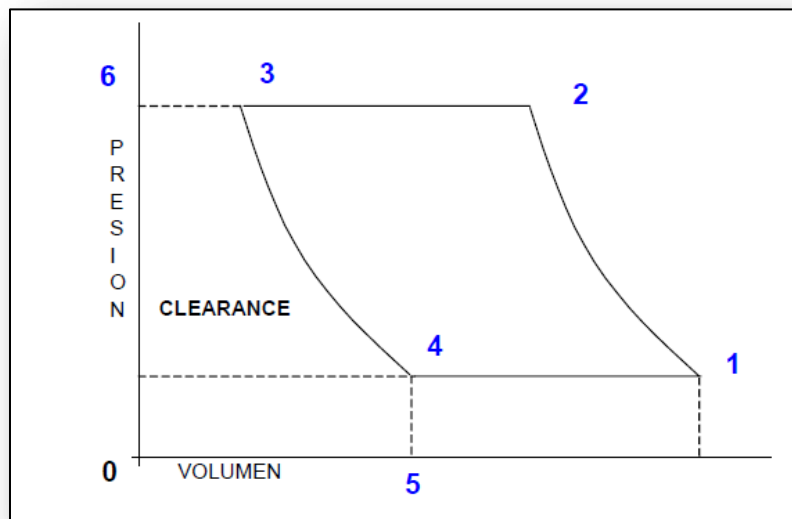
Como en este ciclo se muestra un compresor ideal, pues no se tienen en cuenta ningún tipo de pérdidas, el volumen de gas en el punto “D” será cero, cuando las válvulas de descarga se hayan cerrado. Desde este punto comienza el retorno del pistón, pasando del punto “D” al punto “A”, con un descenso en la presión desde “P2” hasta “P1”, suponiendo idealmente que dentro del cilindro no quedo ninguna molécula remanente de gas. Posteriormente al abrirse las válvulas de entrada nuevamente en el punto “A”, la presión será igual a la de succión del compresor “P1”, iniciándose así un nuevo ciclo de compresión.

Sin embargo el estudio de los compresores no se debe hacer sobre este ciclo ideal, pues sirve apenas como una referencia de lo que sucede en cada cambio físico del gas, por lo tanto siempre será preciso estudiar los casos de compresión de gas con ciclos reales.

En las figuras de los ciclos ideal y real se observan claramente las diferencias de los diagramas presión-volumen. Para complementar la explicación se muestra en la Figura 8, las posiciones del pistón cuando se dan cada uno de los cambios físicos del gas dentro del cilindro.

Posición 1: Allí se da comienzo a la carrera de compresión. El cilindro está lleno de gas a la presión de succión. El pistón comienza a moverse para llegar a la posición 2, en este movimiento el gas es comprimido y se representa en tramo curvo 1-2 del diagrama PV de la Figura 7.

Figura 7. Ciclo Real Compresor Reciprocante



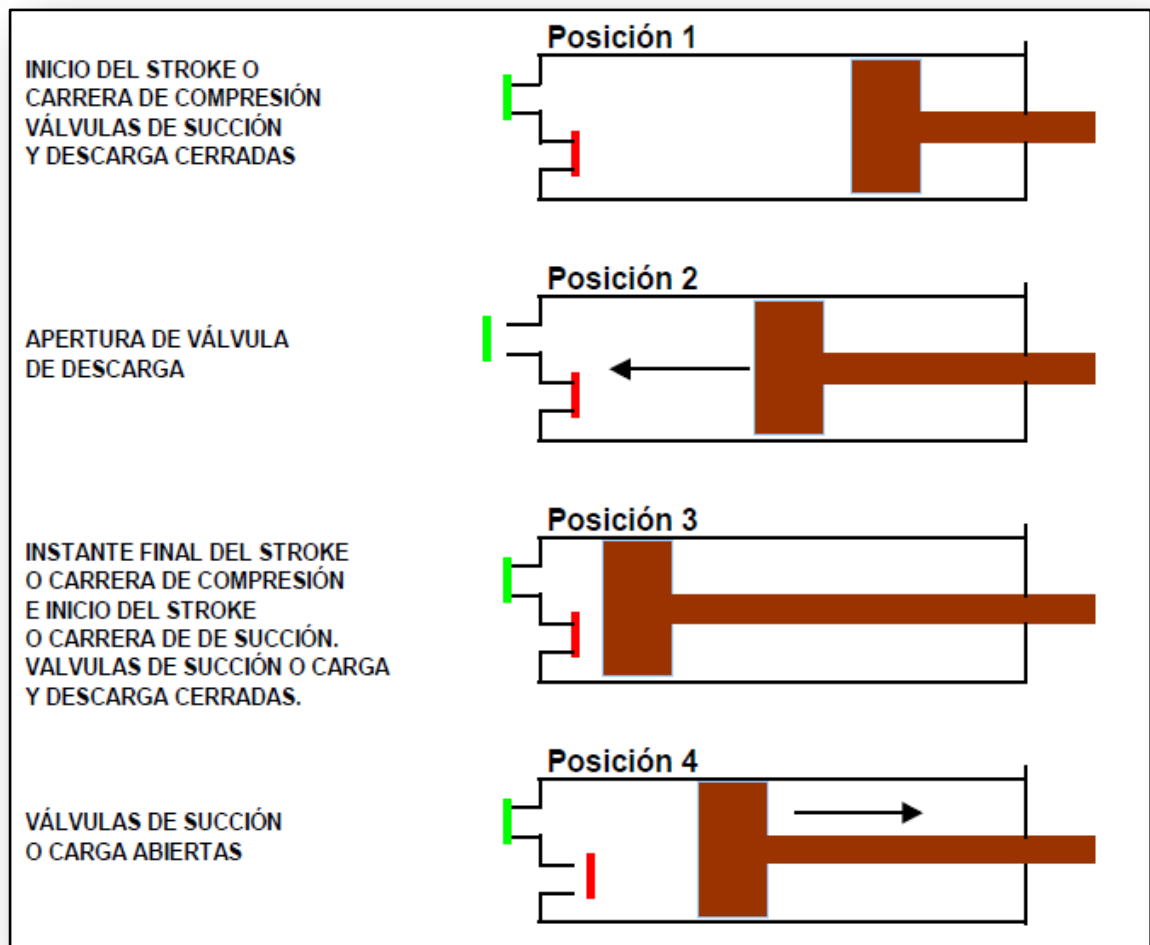
Fuente: Tomado de GOMEZ, Pedro. “Diseño y Calculo de Compresores”. Monografía. Instituto Técnico Central. Bogotá. 2010. p.4

Posición 2: En este punto la presión dentro del cilindro es mayor que la del sistema que recibe el gas (tubería de descarga). Este diferencial de presión da lugar a que se abra la válvula de descarga y el gas comprimido fluya a través de la tubería de salida del compresor. Esta acción se representa por la línea 2-3 en el diagrama PV y por el cambio de posición de 2 a 3 en la Figura 8.

Posición 3: En esta posición, el pistón ha completado toda la descarga del gas desde el cilindro hasta el sistema de tuberías. En este instante termina la carrera de descarga. En el extremo del cilindro quedara un volumen muerto de gas que no puede ser desalojado por el pistón, el cual recibe el nombre de “clearance”.

Al comenzar el retorno del pistón, la presión dentro del cilindro será mayor que la presión de succión, dado que el volumen muerto se encuentra a la presión de descarga, el cual se irá expandiendo (Ley de Boyle), con la consecuente disminución de presión a lo largo de la línea 3-4, hasta encontrar la presión de succión en el punto 4.

Figura 8. Ciclo Real en los Pistones de un Compresor Reciprocate



Fuente: Tomado de GOMEZ, Pedro. "Diseño y Calculo de Compresores". Monografía. Instituto Técnico Central. Bogotá. 2010. p.5

Posición 4: En esta posición, al estar la presión del cilindro igualada con la presión de succión o de entrada al compresor y comenzar con la carrera de succión, se produce entonces la apertura de la válvula, permitiendo el ingreso del gas al cilindro. Este cambio se representa en tramo 4-1 de la Figura 7.

La compresión del gas natural origina también incremento en la temperatura, el cual hace necesario el enfriamiento inter-etapas, para que en la entrada de cada etapa la temperatura sea la adecuada.

1.1.12 Variables que inciden en la especificación de Compresores Reciprocantes⁷

El siguiente es un listado de aspectos que influyen directamente sobre el dimensionamiento y especificación de los sistemas de compresión tipo recíprocante:

- Número de unidades compresoras instaladas en paralelo.
- Tipo de Compresor.
- Diseño de etapas de compresión.
- Tipo de accionador.
- Velocidad de Flujo
- Requerimientos de cabezal.
- Requerimientos de Potencia.
- Numero requerido de sistemas separados auxiliares de aceite.
- Tipo de Control
- Temperatura y presión atmosférica

⁷ PDVSA, “Manual de Diseño de Proceso – Compresores Principios Básicos”. Petróleos de Venezuela S.A. Caracas. 1996

Velocidad de Flujo: Las velocidades de flujo del compresor deberán ser especificadas en unidades de; libras/hr, mol/hr, m³/h o pie³/min (calculado a condiciones estándar (14.7 psig y 60°F) o a condiciones de succión)

Las velocidades de flujo y sus condiciones de presión asociadas deberán ser registradas en todos los puntos operacionales de Interés: normal, alterno, arranque, futuro, inicial de operación, final de operación y operación con baja carga. Luego el proveedor del compresor, seleccionará un punto “normal” para el diseño de su mecanismo, de tal forma que abarque todos los puntos de operación especificados.

Si el desempeño en cualquier otro punto que se especifique es altamente crítico, esto debe ser indicado en la especificación del diseño, para una revisión detallada con el proveedor seleccionado.

Cuando se emplea reciclo continuo en el control de pequeños compresores, debe añadirse un incremento de flujo de un 10% aproximadamente al requerimiento neto del flujo, con el fin de permitir que el sistema de control opere bajo cualquier condición o circunstancia de operación.

Cuando se especifiquen compresores múltiples, el diseño deberá establecer la relación de capacidad de cada compresor a la velocidad de flujo total del servicio.

Propiedades de los Fluidos: Dentro de las propiedades más representativas que influyen en la evaluación del costo de inversión para un proyecto que involucre compresores reciprocantes están;

- **Composición de la Mezcla de gas:** Para la especificación del compresor se debe incluir un análisis completo del gas a ser comprimido por cada condición de operación que se vaya a tener, identificando cada componente por su nombre y su velocidad de flujo individual, en moles por hora. Si la mezcla especificada contiene elementos poco usuales, para los cuales no existe disponibilidad de datos acerca de sus propiedades, la especificación del gas deberá incluir datos sobre peso molecular, relación de calor específico y la compresibilidad a las condiciones de succión y descarga.

- **Humedad del Aire Atmosférico:** servicios de aire con entrada a presión atmosférica deberán ser especificados para 100% de humedad. El contenido de agua debe ser adicionado al requerimiento de aire seco neto del proceso, teniendo en cuenta que el aire saturado a 32°C (90°F) contiene cerca de 3% de vapor de agua en peso, por esto no puede ser despreciado.
- **Temperatura y Presión Críticas:** la temperatura y presión crítica de los componentes de una mezcla de gas tienen gran importancia cuando se realizan cálculos manualmente, ya que la mayoría de los datos suministrados para propiedades de gases son graficados o tabulados en términos de temperatura y presión reducida:

$$Tr = \frac{T}{Tc} \quad \text{Ec 1}$$

$$Pr = \frac{P}{Pc} \quad \text{Ec 2}$$

Estos datos no necesitan ser especificados, ya que de ellos se tiene una amplia literatura disponible dentro de la industria.

Para cálculos de servicios de compresión, al usar los valores críticos actuales de los “Fluidos cuánticos”, Hidrogeno y Helio, para calcular las propiedades de las mezclas da lugar a errores, los cuales son minimizados al sustituirlos por valores “efectivos o valores pseudocriticos.

- **Proximidad al punto crítico:** Debe tenerse especial cuidado, para prevenir una trayectoria de compresión que se aproxime mucho a los valores de presión y temperatura crítica del gas. A medida que las condiciones se acercan al punto crítico, la exactitud del valor del factor de compresibilidad y la relación de calor específico se vuelven desconfiables. Por otra parte, un leve enfriamiento puede originar condensación dentro del compresor, lo cual a su vez ocasiona erosión, corrosión y un rápido desgaste. La

trayectoria de compresión puede mantenerse separada del punto crítico, seleccionando cuidadosamente los niveles de presión de inter-etapas y controlando la temperatura del agua de enfriamiento del compresor. El ejemplo más común de este problema en los servicios a plantas de proceso es el de la compresión del Dióxido de Carbono a presiones por encima de la presión crítica, para la alimentación de plantas de urea.

- **Peso molecular y constante de los gases:** El peso molecular, M , de un gas puro y el peso molecular promedio de una mezcla de gases afectan la conversión de la relación de presión al requerimiento de cabezal y la conversión flujo másico a flujo volumétrico, y en consecuencia, son de gran importancia en el diseño de servicios de compresión. El peso molecular está relacionado con la “constante del gas”, R , por la constante universal de los gases, R :

$$R = \frac{R}{M} \quad \text{Ec 3}$$

Donde R = Constante universal de los gases

Unidades métricas: 8314.34 Nm/°K kmol o 8314.34 J/°K kmol

Unidades Inglesas: 1545.3 Pie lb/°R lbmol o 1.9875 BTU/lbmol°R

La especificación del diseño deberá establecer el peso molecular promedio para cada mezcla gaseosa diferente a ser manejada por el compresor. Si el peso molecular promedio de una mezcla gaseosa (diferente al aire) se espera que varíe con respecto a las composiciones especificadas, ya sea debido a cambio en la alimentación o en el mismo proceso, entonces debe especificarse el máximo rango de variación en el peso molecular. El peso

molecular promedio se obtiene al dividir el total de libras por hora entre el total de moles por hora.

- **Calor Específico, Relación de calor Específico:** Los términos de calor específico utilizados para computar exponentes de compresión y temperatura son como sigue:
 - a. La relación de calor específico $C_p/C_v = K$ se usa, cuando se aplica la teoría de compresión isentrópica (adiabática). Por ejemplo:

$$T_2 = T_1 \left[\frac{P_2}{P_1} \right]^{\frac{k-1}{k}} \quad \text{Ec 4}$$

- b. La capacidad calórica del gas ideal a presión constante, C_p^0 y el efecto isotérmico de presión sobre la capacidad calórica a presión constante, ΔC_p , son usadas por el método Edmister para evaluar el exponente de aumento de temperatura. Estos términos están relacionados como sigue:

$$\Delta C_p = C_p - C_p^0 \quad \text{Ec 5}$$

Para gases ideales a baja presión y altas temperaturas (absolutas), C_p se aproxima a cero y la diferencia de capacidad calórica $C_p - C_v$ se aproxima a R . La especificación de diseño deberá dar el valor de la relación de calor específico promedio, K , para la mezcla a las condiciones de entrada y descarga (usando una temperatura de descarga estimada).

- **Compresibilidad:** La compresibilidad de un gas, Z , refleja la desviación de las características de este con respecto a la del gas ideal, y es definida por:

$$Z = \frac{PV}{RT} = \frac{MPV}{RT} \quad \text{Ec 6}$$

Por lo tanto, el volumen específico, V , de un gas real, no ideal, es calculado por:

$$V = \frac{ZRT}{MP} \quad \text{Ec 7}$$

donde:

V = Volumen específico, en m^3/kg (pie^3/lb).

R = Constante universal de los gases, $8314.34 \text{ J/Kmol}^\circ\text{K}$ ($1545.3 \text{ pie lb/lbmol}^\circ\text{R}$).

T = Temperatura, en $^\circ\text{K}$ ($^\circ\text{R}$).

P = Presión absoluta, en KPa (lb/pie^2).

M = Peso molecular, en Kg/Kmol (lb/lbmol).

Entonces el flujo volumétrico Q , es calculado por:

$$Q = F_1 \cdot W \cdot V \quad \text{Ec 8}$$

donde:

Q = Flujo volumétrico real, en m^3/s (pie^3/min).

W = Flujo másico, en Kg/s (lb/h).

V = Volumen específico, en m^3/kg (pie^3/lb).

F_1 = Factor cuyo valor depende de las unidades usadas, 1 o $1/60$

F_0 = Factor cuyo valor depende de las unidades usadas, 9.806 o 1

La compresibilidad también afecta los requerimientos de cabezal para un aumento dado de presión, ya que:

$$H = \left[\frac{gc}{g} \right] \left[\frac{ZRT_1}{M} \right] \left[\frac{n}{n-1} \right] \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \frac{1}{F_0} \quad \text{Ec 9}$$

El desarrollo de la Ecuación 9 muestra que el cabezal es teóricamente dependiente del valor de compresibilidad, Z, a las condiciones de entrada, independientemente de la magnitud de la relación de presión o de las propiedades del gas a las condiciones de descarga. Aún siendo esto teóricamente correcto, en la práctica se ha conseguido que el uso de un promedio del factor de compresibilidad a la entrada y a la descarga es más confiable para propósitos de diseño de ingeniería, que usar sólo el valor de la entrada. La especificación del diseño deberá incluir el factor de compresibilidad, Z, para la mezcla a las condiciones tanto de la entrada como de la descarga (a una temperatura de descarga estimada).

- **Contenido de Sólidos:** Partículas sólidas grandes en la corriente gaseosa pueden causar daños mayores en compresores de cualquier tipo. Partículas sólidas pequeñas, tales como desecho de soldadura, productos de corrosión, arena, etc, pueden dañar las válvulas y partes del revestimiento de los compresores reciprocantes, mientras que normalmente pasarán a través de compresores centrífugos y rotativos sin causar daños mayores, a menos que estén presentes grandes cantidades o en forma continua. Cuando se prevea que algunos sólidos lleguen a un compresor bajo ciertas condiciones de operación (tales como polvo de catalizador, partículas de hierro, etc), éstas tienen que ser completamente descritas en la especificación del diseño. Algunos tipos de compresores rotativos tienen mayor tolerancia que otros tipos de compresores, pero ellos también pueden ser dañados fácilmente por excesivos sólidos.
- **Corrosión:** Los constituyentes corrosivos en el gas deben ser identificados incluso para condiciones de operación transitorias. La sustancia corrosiva

más común e importante en corrientes de refinería es el sulfuro de hidrógeno, aunque el cloruro de amonio, dióxido de sulfuro, amoniaco, cloruro de hidrógeno, dióxido de carbono y agua pueden llegar a ser significativos tanto en corrientes gaseosas como en servicios de aire. El sulfuro de hidrógeno húmedo es un problema serio, específicamente en compresores centrífugos, ya que éste puede causar agrietamiento corrosivo por tensión de componentes de acero altamente templado y endurecido. Inclusive trazas de sustancias corrosivas deberán ser especificadas en mg/kg (ppm), considerando tanto condiciones de proceso normales, así como las excepcionales.

- **Tendencia al Ensuciamiento:** El ensuciamiento de las partes internas de un compresor ocurre como resultado del arrastre de sólidos finos y la polimerización de monómeros insaturados. La predicción de la tendencia al ensuciamiento está basada principalmente en resultados de plantas pilotos y a la experiencia en procesos comerciales anteriores. Las partículas sólidas encontradas con mayor frecuencia en operación normal, después de remover el polvo inicial y escombros son, carbón, partículas de catalizador, partículas de desecantes, y productos de corrosión tales como óxido de hierro, cloruro de hierro, cloruro de amonio y sulfuro de hierro. Otros caso son los de partículas de carbón en procesos de conversión de carbón y partículas de hierro en las plantas reductoras del hierro. Los hidrocarburos más susceptibles a polimerización son acetileno, diolefinas tales como butadieno, y olefinas mayores tales como propileno y más pesadas. Los servicios comunes sujetos a mayor ensuciamiento son: vapores de gas de los procesos de reformación, gas de tope de la unidad de coquificación, y gas de tope del fraccionador de la planta de reformación y craqueo catalítico.

La temperatura a la cual comienza el ensuciamiento por polimerización gaseosa normalmente está considerada en el rango entre, 100° a 120°C (210° a 250°F), incrementándose al doble para cada incremento de 11°C

(20°F) por encima de los 120°C (250°F). Las etapas y los interenfriamientos son diseñadas convencionalmente para mantener todas las temperaturas de descarga por debajo de 120°C (250°F) en servicios donde potencialmente el ensuciamiento por polímeros tenga lugar. La especificación de diseño deberá describir la tendencia de ensuciamiento del gas e indicar si deben ser incluidas y especificadas instalaciones para lavado.

- **Reciclo:** Si se elimina el condensado (luego de un enfriamiento) de la corriente de reciclo alrededor de un compresor que maneje una mezcla gaseosa, el peso molecular y otras propiedades del gas de reciclo cambian con respecto a las de la “alimentación fresca”. Por lo tanto, la mezcla del gas de reciclo y gas fresco que maneja el compresor mientras esté en operación de reciclo es diferente a la de la corriente principal del proceso, y esta diferencia puede afectar significativamente la actuación de compresores centrífugos y axiales, debido a su limitada capacidad de cabezal. Esto es especialmente crítico en el caso del reciclo rico en hidrógeno en reformación, servicios de compresión de gases en plantas de productos livianos, ya que el peso molecular de la mezcla puede ser reducido significativamente por el efecto de remover el condensado.

El cambio de peso molecular bajo condiciones de reciclo es especialmente significativo cuando están involucradas dos o más etapas del proceso de compresión ya que involucra etapas de enfriamiento y separación de condensado.

Se ha convenido para diseñar sistemas de reciclo, devolver la corriente de descarga sin enfriar, aguas arriba, a la entrada del sistema desde un enfriador (o condensador), evitando de esta manera la remoción de líquido lo cual cambiaría las propiedades de la mezcla gaseosa. Si se usa algún otro diseño de circuito de reciclo, deberá tomarse la previsión de recircular tanto el condensado como el vapor de la descargas al tambor separador de la entrada, para así minimizar el cambio de las propiedades del gas. La

alternativa de diseñar el compresor y el elemento motriz o conductor para un punto de operación alterno con peso molecular reducido es costoso y es recomendado solamente si otras alternativas resultan imprácticas.

El sistema de reciclo normalmente deberá diseñarse para minimizar el efecto de cambio en las propiedades del gas para una velocidad de reciclo correspondiente a una pérdida de alimentación a la planta, la cual requiere una velocidad de flujo de reciclo cerca del 70% del flujo del diseño normal del compresor.

En el caso de compresión de etapas múltiples, se deberá considerar el hacer uso de reciclo intermedios alrededor de cada etapa, para reducir el impacto del cambio del peso molecular. Los compresores de desplazamiento positivo son mucho menos sensibles a cambios de propiedades del gas que los compresores dinámicos, y en consecuencia no requieren de diseño de sistemas especiales para la operación de reciclo.

Para todos los sistemas de reciclo, el controlador de la válvula de reciclo tiene que ser diseñado para operar con cambios en las propiedades de la mezcla gaseosa.

1.1.13 Aspectos Generales para tener en cuenta en la compra de un Compresor Reciprocante

Cada unidad compresora debe quedar integrada con lo siguiente compresor, unidad motriz, reductor de velocidad si es necesario, acoplamientos, guardas de protección, amortiguador de pulsaciones, tubería de interconexión, separadores de líquidos con drenes automáticos, termómetros y manómetros para cada paso.

Los compresores, accionadores, reductores, bandas V y equipo auxiliar, deben trabajar satisfactoriamente a las condiciones de operación especificadas y el fabricante debe ser responsable de la comprobación del factor "K" (relación de calores específicos) así como del factor "Z" (factor de compresibilidad), valores

obtenidos del análisis de gas especificado en la hoja de datos.

El fabricante del compresor debe asumir completamente la responsabilidad de la ingeniería del proyecto específico de toda la unidad [compresor - reductor (si se requiere) accionador], incluyendo análisis torsional, de vibraciones, estudio analógico de pulsaciones sobre todo el sistema, y asumir completamente la responsabilidad técnica y financiera por cualquier modificación debida a los análisis anteriormente indicados.

La unidad de compresión debe ser capaz de arrancar y operar a las condiciones especificadas en las hojas de datos y a las condiciones críticas del medio ambiente, de acuerdo a la hoja de datos.

Todo el equipo debe protegerse contra la intemperie, por 6 meses como mínimo antes de la operación inicial y también debe ser protegido para instalarse a las condiciones climatológicas señaladas en las hojas de datos.

Se debe suministrar la herramienta especial y los accesorios necesarios para la instalación y mantenimiento de cada unidad o grupo de unidades, acompañados con instructivos completos e impresos en español de ser posible.

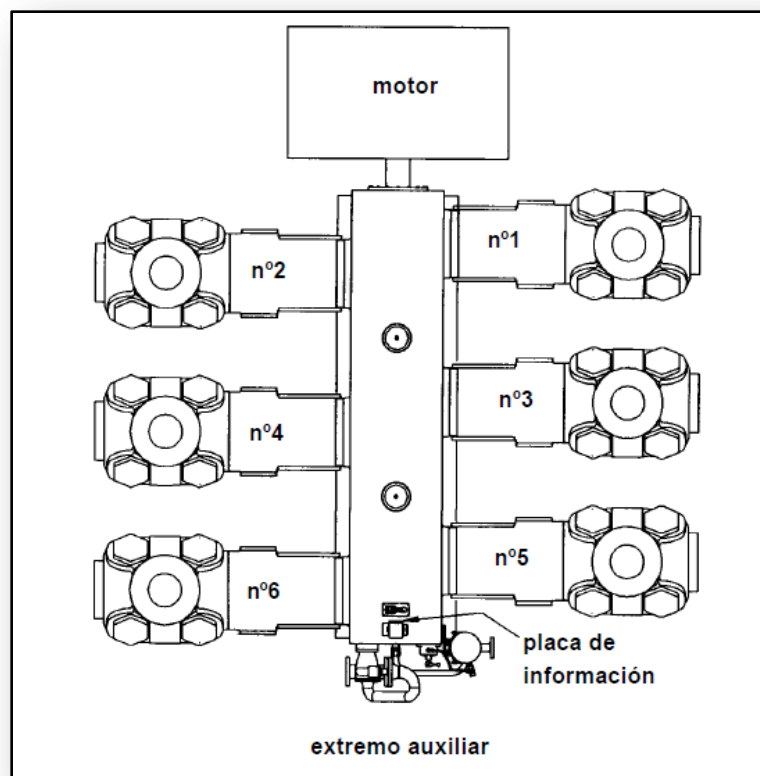
Con la unidad se debe suministrar la siguiente información: Esfuerzos y momentos permisibles que actúen en cada boquilla y movimientos permisibles de las boquillas a condiciones de operación.

1.1.14 Identificación de los equipos de compresión en campo

Para los técnicos e Ingenieros que se inician en el manejo de los sistemas de compresión recíproca es muy importante identificar fácilmente las características más representativas de los equipos. Por esta razón se dará a continuación una breve presentación de como se identifican sobre un equipo todas sus características de fábrica y ayudara a ubicarlas rápidamente en campo.

Ubicación Placa de Información: La placa de información contiene la información general de las especificaciones técnicas con las cuales se fabricó el equipo y por la que se tiene que velar durante la operación.

Figura 9. Numeración de Carreras y Ubicación de la placa de Información



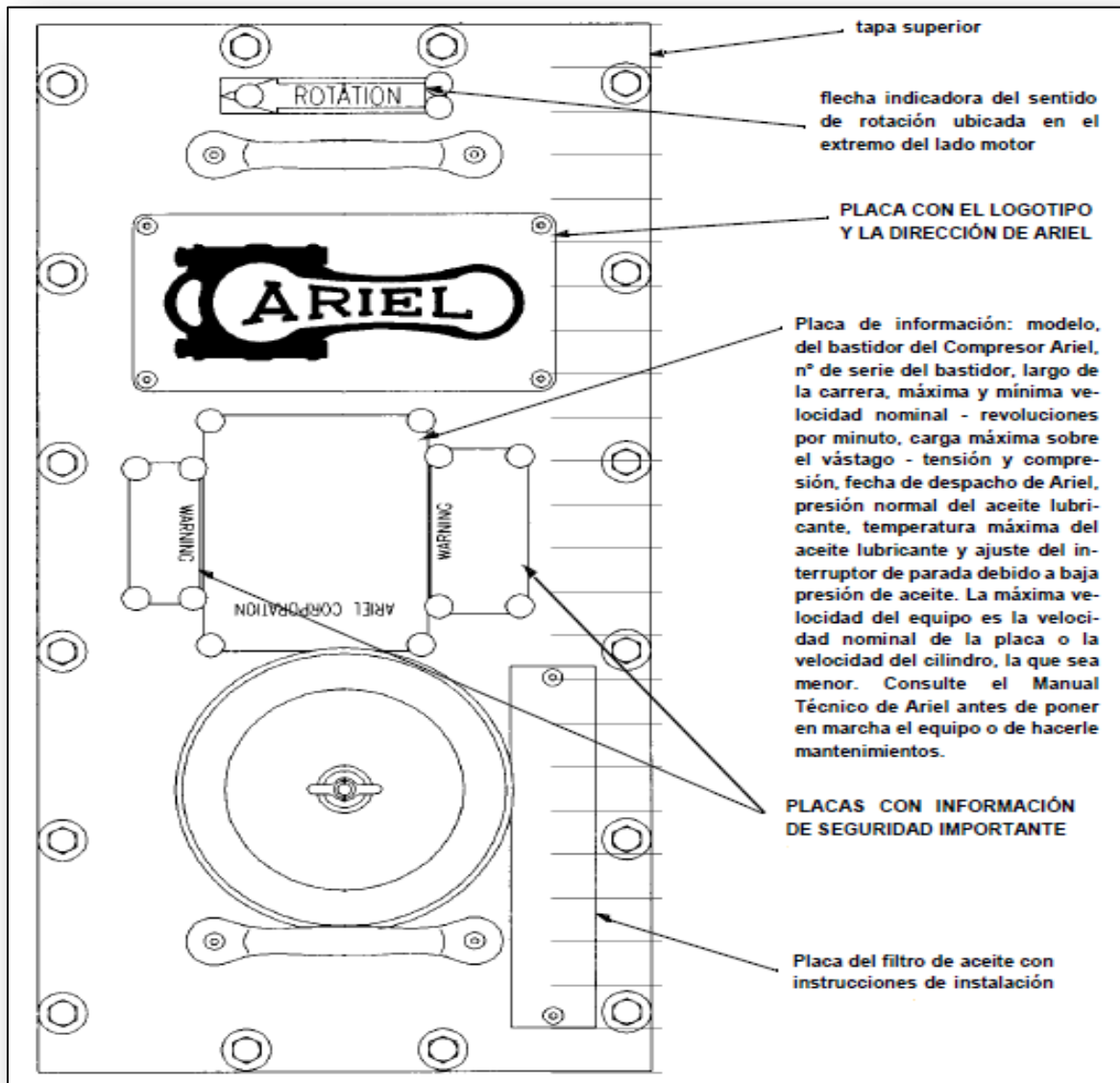
Fuente: Tomado de ARIEL, "Compresores Reciprocantes de Cilindros Opuestos Balanceados para Trabajo Pesado – Manual Técnico para los modelos JG y JGA". Ariel Corporation, 2011. P.1-1

1.1.15 Lubricación⁸

La lubricación cumple por lo menos seis funciones en un compresor:

1. Reducción de la fricción - al disminuir la fricción, disminuye el requerimiento

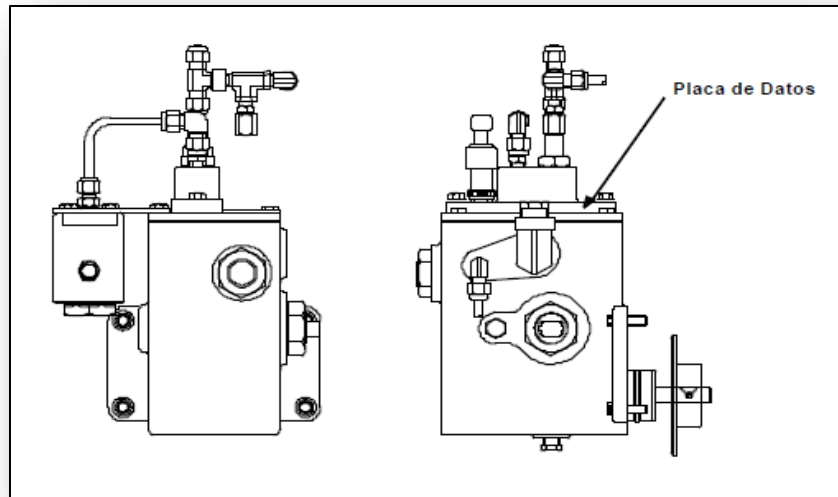
Figura 10. Indicaciones sobre Tapa Superior de un compresor Típico



Fuente: Tomado de ARIEL, “Compresores Reciprocantes de Cilindros Opuestos Balanceados para Trabajo Pesado – Manual Técnico para los modelos JG y JGA”. Ariel Corporation, 2011. P.1-3 de energía y la acumulación de calor.

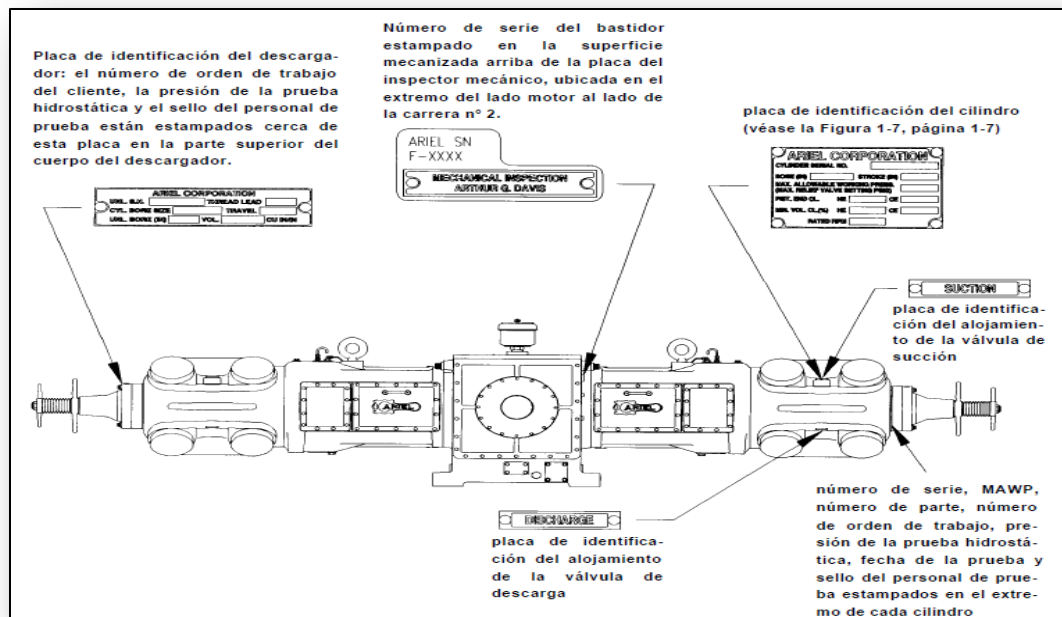
⁸ ARIEL, “Compresores Reciprocantes de Cilindros Opuestos Balanceados para Trabajo Pesado – Manual Técnico para los modelos JG y JGA”. Ariel Corporation, 2011.

Figura 11. Bomba de Lubricación Forzada – Típica



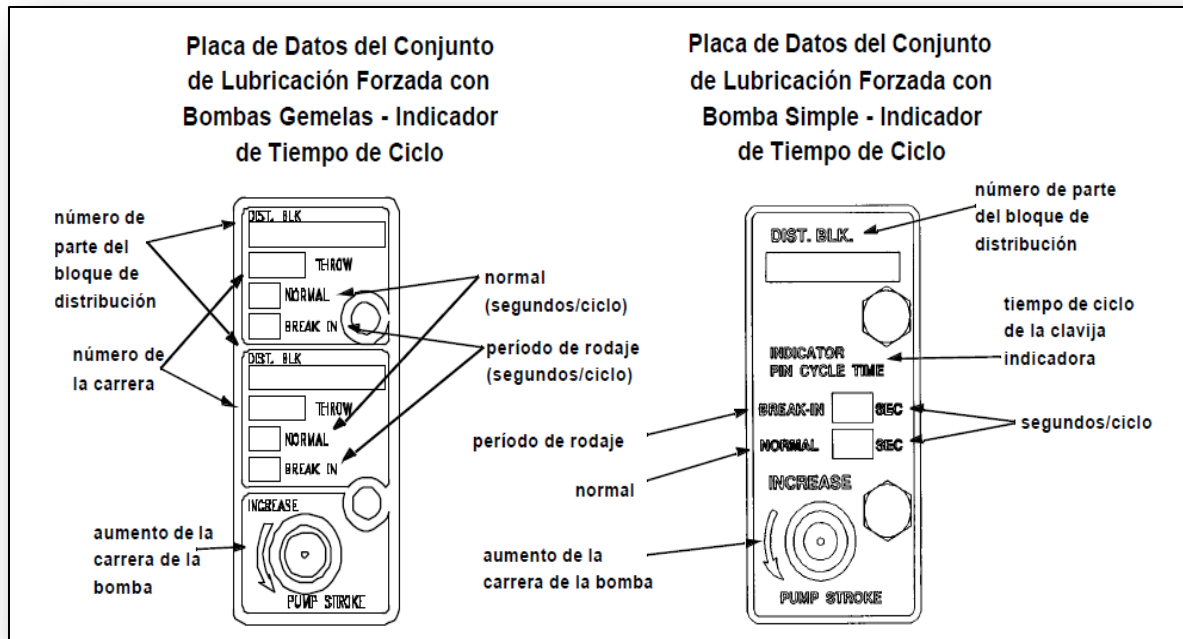
Fuente: Tomado de ARIEL, “Compresores Reciprocantes de Cilindros Opuestos Balanceados para Trabajo Pesado – Manual Técnico para los modelos JG y JGA”. Ariel Corporation, 2011. P.1-5

Figura 12. Placas de datos de los conjuntos de Lubricación Forzada



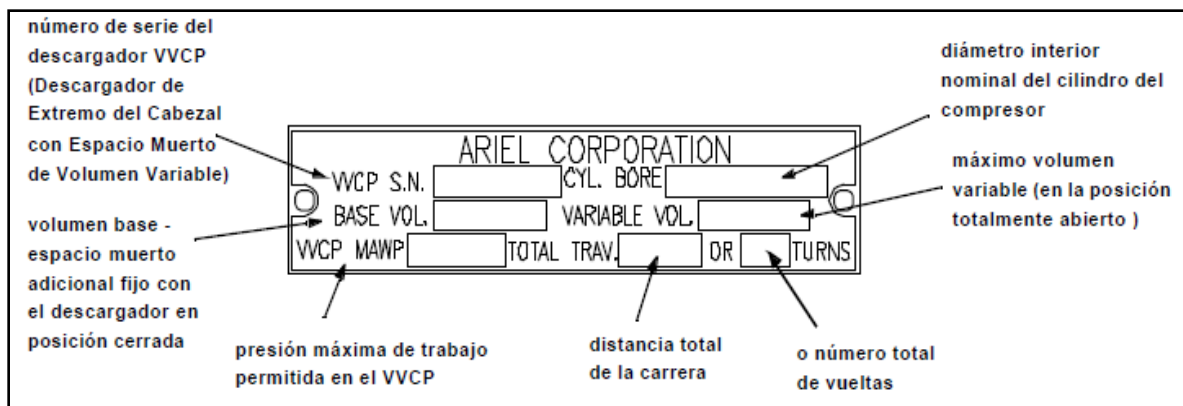
Fuente: Tomado de ARIEL, “Compresores Reciprocantes de Cilindros Opuestos Balanceados para Trabajo Pesado – Manual Técnico para los modelos JG y JGA”. Ariel Corporation, 2011. P.1-6

Figura 13. Placas de Identificación Típicas



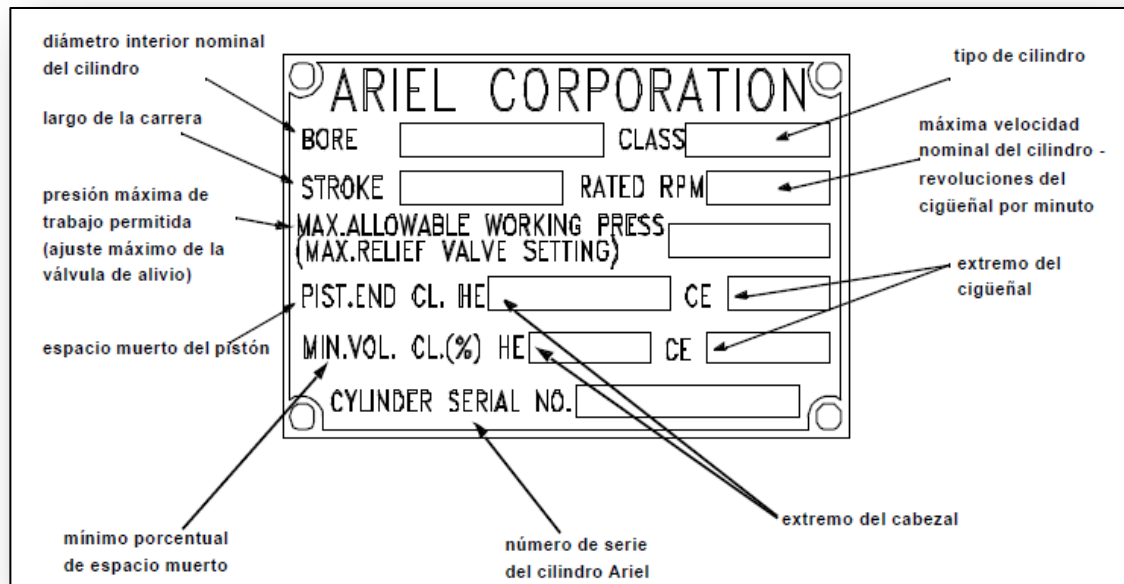
Fuente: Tomado de ARIEL, “Compresores Reciprocantes de Cilindros Opuestos Balanceados para Trabajo Pesado – Manual Técnico para los modelos JG y JGA”. Ariel Corporation, 2011. P.1-5

Figura 14. Placa de identificación del Descargador



Fuente: Tomado de ARIEL, “Compresores Reciprocantes de Cilindros Opuestos Balanceados para Trabajo Pesado – Manual Técnico para los modelos JG y JGA”. Ariel Corporation, 2011. P.1-7

Figura 15. Placa de Identificación del Cilindro



Fuente: Tomado de ARIEL, “Compresores Reciprocantes de Cilindros Opuestos Balanceados para Trabajo Pesado – Manual Técnico para los modelos JG y JGA”. Ariel Corporation, 2011. P.1-7

2. Reducción del desgaste - al disminuir el desgaste, aumenta la expectativa de vida útil del equipo y disminuyen los costos de mantenimiento.
3. Enfriamiento de las superficies de rozamiento - al enfriar las partes de rozamiento, mantiene las tolerancias de trabajo, alarga la vida útil del aceite y extrae calor del sistema.
4. Prevención de la corrosión - al minimizar la corrosión superficial, disminuye la fricción, el calor y el desgaste de los componentes. Por lo general suministrada más por los aditivos que por el lubricante base.
5. Sellado y reducción de la acumulación de contaminantes - mejora el sellado de gas en los aros de pistones y de empaquetaduras y elimina los contaminantes de las partes móviles.
6. Amortiguación de impactos - suaviza las cargas de impactos, lo que reduce la vibración y el ruido, además de aumentar la vida útil de los componentes.

La lubricación es vital para el funcionamiento satisfactorio de un compresor y merece especial atención en el diseño del conjunto.

Enfriador de Aceite

Todos los compresores deben poseer un enfriador de aceite. La temperatura máxima de aceite permitida en el bastidor del compresor es 190° F (88° C). El paquetizador es responsable por el correcto dimensionamiento del enfriador de aceite. Las condiciones de operación a considerar son: el medio de enfriamiento, la temperatura y el caudal del medio de enfriamiento, la temperatura y el caudal del aceite lubricante.

El enfriador debe instalarse lo más cerca posible del compresor, con la tubería del tamaño adecuado para minimizar la caída de presión tanto del aceite lubricante como del medio de enfriamiento.

Arranque en Frio

Si un compresor está expuesto a baja temperatura ambiente, el sistema de aceite debe estar diseñado de manera que el equipo arranque con seguridad con un caudal de aceite adecuado en los cojinetes principales. Para asegurar una operación satisfactoria, puede que sea necesaria la instalación de válvulas de recirculación del enfriador controladas por temperatura, calentadores de aceite, rejillas de ventilación e incluso edificaciones. Las instalaciones en climas fríos pueden usar aceites multigrado en el bastidor del compresor si el proveedor de aceites garantiza que el aceite posee tensión de corte constante. La viscosidad de un aceite que posee tensión de corte constante no se degrada con el uso.

Los aceites multigrado poseen una vida útil del 30% al 50% más corta que los aceites de único grado.

Bomba Prelubricadora

Todos los compresores con motores eléctricos y todos aquellos con cualquier tipo de motor que tengan arranque no asistido deben poseer una bomba de

prelubricación con motor eléctrico o neumático, que garantice el caudal de aceite antes del arranque. Un bloqueo de arranque debe inhabilitar la secuencia de arranque si la presión del aceite está por debajo de 10 psig (0,7 barg). Las bombas de prelubricación con motores eléctricos deben dimensionarse para 30 psig (2,0 barg) y un caudal equivalente a la mitad del caudal de la bomba de aceite lubricante del bastidor del compresor. Se recomienda fuertemente que haya un ciclo de prelubricación del compresor en todos los compresores, para alargar la vida útil de los cojinetes.

Lubricantes

Los lubricantes líquidos comúnmente usados en los compresores incluyen los aceites a base de petróleo y fluidos sintéticos. Se usan aditivos de lubricantes para mejorar el índice de viscosidad, inhibir la oxidación, rebajar el punto de fluidez del lubricante, inhibir la formación de óxido, mejorar la detergencia, proporcionar protección antidesgaste y contra presiones extremas, mejorar la "lubricidad", disminuir los efectos de dilución del gas, aumentar la "mojabilidad" y resistir el "lavado" del lubricante debido al agua, gas húmedo o saturado, o a las propiedades diluyentes del flujo de gas.

- El índice de viscosidad es una medida de la capacidad de un aceite de resistir el efecto de dilución ocasionado por el aumento de la temperatura del aceite.
- La lubricidad es "el nivel de resbalamiento" o capacidad de un lubricante de disminuir la fricción.
- La mojabilidad es una medida de la capacidad del lubricante de adherirse a las superficies metálicas. Un aumento de la mojabilidad lleva a un aumento de la resistencia del lubricante a los efectos de "lavado".

Aceites a base de Petróleo (Aceites Minerales)

Parafínicos - mayor contenido de parafina, mejor resistencia a la dilución a temperaturas de operación elevadas que los nafténicos.

Nafténicos - (comparados a los parafínicos) menor contenido de parafina, mejor fluidez a temperaturas bajas para arranques en frío, menor resistencia a la dilución a temperaturas de operación elevadas, mejor solvencia, menor vida útil, menor estabilidad contra la oxidación. Los aceites nafténicos dejan depósitos/residuos de carbón más blandos en las válvulas de descarga, etc.

Aditivos de Aceite Compuesto para Cilindros

Los aditivos de aceites para cilindros son compuestos lubricantes especialmente diseñados para la utilización en cilindros de vapor y/o cilindros de compresores. Tales compuestos lubricantes pueden ser a base de petróleo o sintéticos. Los aditivos pueden ser animales, vegetales o sintéticos. Estos lubricantes están formulados para mejorar la resistencia de la película de aceite para contrarrestar los efectos de elementos presentes en el gas, tales como agua, gases húmedos, solventes, etc.

Grasas Animales

Generalmente el sebo neutro usado como aditivo en lubricantes a base de petróleo con el fin de mejorar "el nivel de resbalamiento" a presiones más altas y resistir la dilución en gases húmedos o saturados. Se pueden solidificar a temperaturas bajas o altas. No se deben usar aceites con estos aditivos en el bastidor del compresor.

Aceites Vegetales

El aceite de colza es un ejemplo. Se usan como aditivos en lubricantes a base de petróleo, con el fin de mejorar "el nivel de resbalamiento" a presiones más altas y resistir la dilución en gases húmedos o saturados. Tales aditivos no son estables contra la oxidación a temperaturas elevadas y, por lo tanto, la vida útil del aditivo disminuye rápidamente por arriba de 170° F (77° C). No se deben usar aceites con estos aditivos en el bastidor del compresor.

Lubricantes Sintéticos

Materiales fabricados con estructuras químicas más constantes y controladas que los lubricantes a base de petróleo, lo que mejora la previsibilidad de la viscosidad y de la estabilidad térmica. Los lubricantes sintéticos se pueden diseñar con mejor resistencia a la oxidación, mejor lubricidad, mejor resistencia de la película, detergencia natural, menor volatilidad y resultan en menores temperaturas de operación. Tales atributos pueden ayudar a reducir los requerimientos de tasa de alimentación de los cilindros. La justificación para el uso de lubricantes sintéticos se basa en el ahorro de energía, reducción del consumo de lubricante, aumento de la vida útil de los componentes, disminución del tiempo durante el cual el equipo está detenido y reducción del mantenimiento/mano de obra.

Lubricantes del Bastidor del Compresor

Para el bastidor del compresor, se recomienda la utilización de un aceite mineral de buena calidad que proporcione lubricación adecuada y extracción del calor, además de que inhiba la oxidación, la herrumbre y la corrosión y tenga propiedades antidesgaste.

La viscosidad mínima a temperatura de operación es 60 SUS (10 cSt).

Para un gas limpio y seco con calidad de gasoducto, el aceite utilizado en el motor movido a gas natural debe ser satisfactorio. Se recomienda un aceite de grado SAE 40 (ISO 150) para una operación normal.

Se recomiendan aceites con poca o ninguna ceniza, ya que los aceites con alto contenido de cenizas aumentan los requerimientos de mantenimiento.

Los aditivos no deben ser corrosivos para los cojinetes con materiales a base de plomo o cobre.

Las bombas de aceite lubricante accionadas por la cadena del bastidor del compresor poseen en su cabezal una válvula reguladora con resorte, que mantiene la presión del aceite. Se puede aumentar o disminuir la presión del sistema de lubricación, a través del ajuste de esta válvula. La presión normal en el lado de descarga del filtro de aceite lubricante se ajusta en fábrica en 60 psig (4,1

barg). Si la presión del aceite lubricante baja a menos de 50 psig (3,4 barg), se debe determinar la causa. Se requiere un interruptor de parada debido a baja presión de aceite lubricante, ajustado a 35 psig (2,4 barg), para la protección del compresor.

La viscosidad máxima del aceite lubricante para arranques a baja temperatura ambiente es de 15.000 SUS (3.300 cSt), típicamente 40° F (4° C) para aceites con grado SAE 30 (ISO 100), ó 55° F (13° C) para aceites con grado SAE 40 (ISO 150).

La temperatura mínima de operación del aceite lubricante es 150° F (66° C), que es la temperatura mínima requerida para la eliminación del vapor de agua.

Cuando se usan calentadores de inmersión del aceite lubricante del bastidor, la densidad de potencia del elemento calentador no debe exceder 8 vatios por pulgada cuadrada (1,2 W/cm²) en los sistemas sin bomba de circulación. Si no se usa una bomba de circulación, el uso de calentadores con vataje más alto producirá la coquificación del aceite en el elemento. Cuando es necesaria la utilización de calentadores con vataje más alto, se deberán interconectar los calentadores a una bomba de circulación de aceite, para asegurar que no ocurra la coquificación del aceite. El aceite coquificado formará depósitos que pueden "aislar" el sistema y disminuir la eliminación de calor. Además, los depósitos pueden desprenderse y actuar como abrasivos en el sistema de lubricación.

El aceite lubricante del bastidor del compresor deberá cambiarse a intervalos regulares de mantenimiento (6 meses ó 4.000 horas), cuando el diferencial de presión del filtro de aceite sobrepasa los 10 psi (0,7 bar) o cuando los resultados de las muestras de aceite indican su necesidad. Puede que cambios de aceite más frecuentes sean necesarios si el ambiente es extremadamente sucio o si el proveedor de aceite lo recomienda.

El muestreo de aceite debe efectuarse regularmente para comprobar que las condiciones del aceite sean adecuadas para que se lo siga usando. El cambio total de aceite es necesario cuando ocurre degradación al próximo grado de viscosidad por debajo de la viscosidad original o un aumento de viscosidad al

próximo grado superior. Las pruebas de viscosidad se deben efectuar a 212° F (100° C).

2. SELECCIÓN DE UN COMPRESOR RECIPROCANTE

En este capítulo se abordara uno de los temas esenciales del manual y que consiste en desarrollar un metodología practica para la selección adecuada de la unidad de compresión según las condiciones del proceso que se esté analizando, partiendo de unas premisas dispuestas en la norma API 618, en manuales de fabricantes y en buenas prácticas de ingeniería desarrolladas por la industria y las operadoras que producen gas a nivel mundial.

Para comenzar se establece brevemente las ventajas y desventajas que existen al seleccionar un equipo de compresión reciprocante para una aplicación particular. Esto sirve como herramienta para que el ingeniero o técnico que participe en la selección del equipo tenga argumentos y criterio a la hora de proponer compresores reciprocantes en un sistema.

2.1 VENTAJAS Y DESVENTAJAS DE LOS COMPRESORES RECIPROCANTES

Las siguientes son las ventajas de un equipo compresor tipo reciprocante:

- Disponible para capacidades por debajo del rango de flujo económico de los compresores centrífugos.
- Son económicos para altos cabezales típicos de gases de servicio de bajo peso molecular.
- Disponibles para altas presiones; casi siempre son usados para presiones de descarga por encima de 25000 KPa man. (3500 psig).
- Son mucho menos sensitivos a la composición de los gases y a sus propiedades cambiantes que los compresores dinámicos.
- Apropiado para cambios escalonados de flujo de 0 a 100%, a través del espacio muerto y las válvulas de descarga con un mínimo desgaste de potencia a bajos flujos.

- La eficiencia total es mayor que la de los compresores centrífugos para una relación de presiones mayor que 2.
- La intensidad del flujo cambia para los diferentes niveles de presión de descarga.
- Presentan una temperatura de descarga menor que los compresores centrífugos debido a su alta eficiencia y a su sistema encamisado de enfriamiento.
- Son mucho menos sensitivos a desalineamiento en el acoplador y a esfuerzos en la tubería que los compresores centrífugos, axiales y rotatorios, los cuales operan a velocidades de rotación mayores.

Las Desventajas que presentan estos equipos son:

- Fundaciones mucho más grandes para eliminar las altas vibraciones debido a las fuerzas reciprocantes.
- En servicios continuos, se requieren múltiples unidades para impedir paradas de planta debido al mantenimiento de compresores.
- Los costos de mantenimiento son de 2 a 3 veces mayores que los costos para compresores centrífugos.
- El potencial de funcionamiento continuo es mucho más corto que el de los compresores centrífugos, la frecuencia de paradas es mucho mayor, debido a fallas en las válvulas.
- Los compresores reciprocantes son sensitivos al arrastre de sólidos, debido a la fricción presente de las diferentes partes del equipo.
- Las máquinas lubricadas son sensitivas al arrastre de líquido, debido a la destrucción de la película lubricante.
- Es necesario un área de ubicación mayor que la utilizada por los compresores de tipo rotatorio y centrífugo.

- Las máquinas lubricadas inyectan aceite de lubricación en la corriente de gas; mientras que las máquinas no lubricadas requieren el cambio frecuente de partes desgastadas.
- Comparado con otros tipos de compresores se requiere una inspección más continua, debido a la susceptibilidad a fallar en las válvulas y en el sistema de lubricación.

2.2 PRINCIPIOS DE OPERACIÓN DE LOS COMPRESORES RECIPROCANTES⁹

Los compresores reciprocantes son máquinas de “desplazamiento positivo” los cuales operan mediante una reducción positiva de un cierto volumen de gas atrapado dentro del cilindro mediante un movimiento recíprocante del pistón. La reducción en volumen origina un alza en la presión hasta que la misma alcanza la presión de descarga; y ocasiona el desplazamiento del fluido a través de la válvula de descarga del cilindro. El cilindro está provisto de válvulas las cuales operan automáticamente por diferenciales de presión, al igual que válvulas de retención (check valves), para admitir y descargar gas. La válvula de admisión abre cuando el movimiento del pistón ha reducido la presión por debajo de la presión de entrada en la línea. La válvula de descarga se cierra cuando la presión acumulada en el cilindro deja de exceder la presión en la línea de descarga luego de completar el golpe de descarga, previniendo de esta manera el flujo en sentido reverso.

2.2.1 Limitaciones críticas de los compresores reciprocantes.

Sensibilidad a los Líquidos: Los compresores reciprocantes están especialmente propensos a dañarse por líquidos en la corriente de gas. El arrastre de líquido en forma de neblina tiende a quitar la película lubricante en el cilindro y

⁹ PDVSA, “Manual de Diseño de Proceso – Compresores Principios Básicos”. Petróleos de Venezuela S.A. Caracas. 1996

en los anillos del pistón, acortando por consiguiente drásticamente la vida de servicio entre paradas. Una gota de líquido llevada dentro del compresor a través de la boquilla de entrada, puede ser extremadamente peligroso debido a que ésta es no comprimible; muchas de las explosiones e incendios han ocurrido por la rotura de cilindros. Cilindros de compresores horizontales deben tener descargas en el tope y en la parte inferior de la succión cuando el gas que se maneja es saturado, según API Standar 618, de tal manera que cualquier líquido que entre sea drenado en la menor oportunidad posible para evitar acumulación de depósitos.

Limitaciones en la Relación de Presión ante disminución Eficiencia volumétrica: En general la relación de presión en compresores de aire de una sola etapa está limitada entre 4.4 y 5.0 a presiones relativamente bajas, y de 2 a 2.5 en la succión para presiones por encima de 7000 KPa (1000 psig). La relación de presión está limitada por el diseño mecánico del compresor; es decir la máxima carga que un brazo puede llevar debido al diferencial de presión que actúa en el pistón y por la baja eficiencia volumétrica que acompañan los aumentos en la relación de presión. También, una alta relación de presión está normalmente acompañada por un incremento grande de temperatura, el cual puede causar problemas de lubricación.

Como una excepción al criterio arriba indicado los compresores de una sola etapa, de bajo costo, hasta 75 Kw (100 HP), son usados para cocientes de compresión tan altos como 7.8 (700 KPa man. (100 psig) de descarga), aunque las altas temperaturas y los diferenciales de presión llevan a factores de servicio más bajos en este tipo de equipos. Estos altos cocientes no deben ser especificados cuando el servicio es continuo y se requiere un alto grado de confiabilidad; etapas adicionales deben agregarse para reducir la relación de presión por etapa.

Limitaciones en la Temperatura de Descarga: Los factores que limitan la temperatura de descarga en compresores reciprocantes son:

- En todos los compresores lubricados, el mantenimiento de una adecuada viscosidad en la película lubricante y la prevención de la degradación del aceite lubricante en depósitos de coque.
- En aire y otros servicios ricos en oxígeno, la prevención de la ignición de depósitos de aceite lubricante en el sistema de descarga.
- En servicios de bajo peso molecular, un valor de diseño conservador debe usarse para permitir compensación por el deterioro debido a la inevitable fuga en válvulas y paso de gases de combustión al pistón.
- En servicios de alta presión de polietileno, prevención de polimerización de los gases.
- Cilindros fundidos en compresores registrados para presiones superiores a 2100 kPa man. (300 psig) y todos los cilindros forjados los cuales tienen paredes recubrimientos gruesos, por consiguiente un enfriamiento muy pobre del aceite lubricante, requieren por lo tanto límites de temperatura de descarga más bajos.
- La temperatura de descarga de compresores no lubricados y con sellos de teflón, está limitada por el teflón el cual está expuesto al calor generado por la fricción al mismo tiempo que al calor generado por la compresión. Pequeños compresores recíprocos (potencias por debajo de 75 hasta 115 kW (100 a 150 HP)), diámetro de cilindro 300 mm (12 pulg) producen temperaturas de descarga por debajo de la isentrópica debido al alto cociente de enfriamiento de la superficie, al flujo de enfriamiento y al flujo de la masa de gas. Por consiguiente los mismos son aplicados a los valores de temperatura de descarga isentrópicos por encima del valor de temperatura de descarga permitido. Se recomienda consultar al especialista en la maquinaria. Donde existe alarmas indicadoras de temperaturas de descarga, las mismas deben ser calibradas a 14°C (25°F) más que la temperatura de descarga normal (real) para iniciar la investigación. Un incremento de

22°C (40°F) sobre lo normal garantiza una parada para inspección interna.

Diseño de Etapas para Limitar la Temperatura de Descarga: Gran parte del enfriamiento del gas en un cilindro de un compresor recíprocante enfriado se realiza a medida que el gas fluye hacia afuera, a través de la cámara de la válvula de descarga, en la vía hacia la boquilla de descarga luego de que el tiempo de compresión es completado. (Esta es la razón por la cual el enfriamiento tiene sólo un efecto muy pequeño en el desempeño del compresor). La temperatura pico alcanzada por el gas (y la máxima temperatura a la cual está expuesta la película lubricante) es por consiguiente mucho más grande que la que se pueda medir a la descarga.

La temperatura a la cual hay un efecto adverso en el desgaste del cilindro, debido a la reducción en la viscosidad del lubricante, es la verdadera temperatura pico, en lugar del estimado isentrópico de la temperatura de descarga, a la temperatura a la que el gas sale de la boquilla de descarga. Por consiguiente, cuando existe una condición que tiende a colocar la temperatura de descarga significativamente más alta que la temperatura isentrópica de descarga, o la temperatura pico del cilindro significativamente mayor que la temperatura de descarga de la boquilla, debe ponerse un especial cuidado en la realización del diseño de las etapas.

Las pruebas del suplidor, y las experiencias de servicio son los recursos más preciados para datos sobre funcionamiento y recomendaciones para el diseño de las etapas para el manejo de servicios donde el punto de temperatura de descarga es crítico.

Limitaciones en la Temperatura de Entrada: La mínima temperatura permisible para cilindros de hierro gris fundido es -45°C (-50°F). La resistencia al impacto del hierro fundido no cambia con bajas temperaturas. La temperatura más baja para compresores lubricados es de -48°C (-55°F). El aceite lubricante debe ser seleccionado muy cuidadosamente para temperaturas de entrada bajo cero. Se requieren compresores no lubricados en el caso de que la temperatura de succión se encuentre por debajo de -48°C (-55°F), o si el aceite lubricante no se tolera en

el gas. El uso de compresores no lubricados para gases se debe evitar (especialmente gases secos e inertes) cuando sea posible, ya que los requerimientos de mantenimiento son casi el doble que para las máquinas lubricadas.

Para temperaturas de entrada por debajo de 15°C (60°F), la temperatura mínima de entrada debe ser especificada en el diseño.

2.3 PASOS PARA LA ESPECIFICACIÓN DE UN COMPRESOR RECIPROCANTE

Para ciertas condiciones de proceso que se presenten en la planta, se debe especificar el equipo compresor que mejor se ajuste a estas necesidades, haciendo de esta actividad la más importante dentro de la ingeniería previa que se desarrolla para la compra de las unidades compresoras.

A continuación se presenta un procedimiento práctico para la especificación de un compresor recíprocante a partir del conocimiento de variables como presión de succión, presión de descarga, temperatura de entrada y composición del gas, que regularmente son conocidas o exigidas según la normatividad de transporte de gas, actividad donde más se usan los compresores recíprocantes.

El procedimiento es utilizado para calcular el número de etapas y la potencia requerida, datos con los cuales se selecciona un modelo de equipo. Al finalizar se realiza un ejemplo práctico para familiarizarse con el método.

2.3.1 Determinación del Número de Etapas¹⁰

El proceso de compresión genera incremento de la temperatura del fluido; debido a esto, la presión máxima que puede alcanzarse en una etapa de compresión está limitada por la temperatura de descarga máxima permisible; ésta temperatura debe mantenerse en un rango entre 275 – 300 °F. Por lo tanto, el número de etapas de compresión debe ser la cantidad de etapas que garanticen

¹⁰ LIRA, Román. “Compresores Recíprocantes”. Universidad Experimental Rafael María Baralt. Maracaibo, 2007.

temperaturas de descarga en el rango indicado, en cada una de las etapas de compresión del compresor. Una primera aproximación puede hacerse con la ecuación 10 variando el número de etapas hasta obtener una relación de presión R entre 2,5 y 4.

$$R = \left(\frac{P_{out}}{P_{in}} \right)^{\frac{1}{n}} \quad \text{Ec 10}$$

Donde;

P_{out} = Presión de Salida (psia)

P_{in} = Presión de Entrada (psia)

n = Numero de etapas

La relación de presión es similar por etapa, a menos que por diseño del proceso se requieran diferentes valores. Para dos etapas de compresión, el radio por etapas es igual a la raíz cuadrada de la relación de presión (Ecuación-10); para tres etapas la raíz cúbica; no obstante, en caso de altas presiones la relación de presión debe disminuir a medida que la etapa se incrementa para reducir las cargas en las barras del compresor. Adicionalmente; para establecer la relación de presión por etapa, debe considerarse aspectos económicos, ya que una alta relación de presión ocasiona una baja eficiencia volumétrica y se requiere cilindros de mayor tamaño para producir la misma capacidad.

La implementación de múltiples etapas proporciona las siguientes ventajas al sistema de compresión:

- a. Para tener disponibles corrientes laterales, a niveles de presión intermedia, tales como en los sistemas de los procesos de refrigeración.
- b. Para aumentar la eficiencia total de compresión, manteniendo la compresión tan isotérmica como sea posible, haciendo rentable la inversión

adicional en enfriadores y separadores interetapas contra el ahorro de potencia.

- c. Para fijar el aumento de presión por etapa a las limitaciones de presión diferencial del tipo de maquinaria: limitaciones en carga de empuje axial en los compresores centrífugos, limitaciones de tensión en la varilla del pistón en los compresores reciprocantes.
- d. Para enfriar las entradas a las etapas y de ésta manera reducir los requerimientos de cabezal de compresión total, suficientemente a fin de reducir el número de etapas de compresión requeridas. Esto da como resultado compresores más compactos y de costos de construcción más bajos.
- e. Es beneficioso aumentar el número de etapas para disminuir temperatura; a pesar, de que se requiere un separador, un cilindro, un enfriador, más tuberías y sistemas de control adicionales; ya que operar a menores temperaturas de descarga aumenta la durabilidad de sellos, anillos y lubricante de los compresores reciprocantes. Para calcular la temperatura de descarga de la etapa se utiliza la ecuación 11.

$$T_{out} = T_{in} \left[1 + \frac{(R)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{E_{isen}} \right] \quad \text{Ec 11}$$

Donde;

T_{out} = Temperatura de Salida (°R)

T_{in} = Temperatura de Entrada (°R)

E_{isen} = Eficiencia Isentropica (Tabla 5)

Tabla 5. Valores estimados de Eficiencia Isentrópica de Compresores

TIPO DE COMPRESOR	EFICIENCIA (E)
Centrifugo	0.65 – 0.75
Reciprocante Alta Velocidad	0.65 – 0.75
Reciprocante Baja Velocidad	0.75 – 0.85

Fuente: Tomado de CAMPBELL, John M. “Gas Conditioning and Processing”, Tomo II, Jhon M Campbell and Company Pág.2010. p 197)

En caso que se utilicen múltiples etapas; la presión de succión de la siguiente etapa, puede estimarse de la siguiente forma:

1. Obtener la relación por etapa con la ecuación-10. La relación de presión (R) está comprendida entre 2 y 4; el número de etapas (n) puede variarse hasta estar dentro el rango de R o hasta verificar que todas las temperaturas de descarga sean inferiores a 260 °F.
2. Multiplicar la relación de presión por la presión absoluta de succión, para obtener la presión de descarga del cilindro.
3. La presión de succión de la siguiente etapa, puede considerarse 3 a 5 Psi menor que la presión de descarga de la etapa anterior debido a las perdidas en los equipos interetapas.
4. La temperatura de salida del enfriador de la etapa puede considerarse 120 - 130°F.

2.3.2 Potencia Requerida¹¹

La potencia de compresión, se define como la cantidad de energía teórica necesaria para comprimir un gas a unas condiciones específicas de succión y

¹¹ LIRA, Román. “Compresores Reciprocantes”. Universidad Experimental Rafael Maria Baralt. Maracaibo, 2007.

descarga; esta energía es independiente del tipo de compresor, pero la cantidad de energía real si depende de la eficiencia del tipo compresor. La ecuación básica de termodinámica para el cálculo de trabajo es la siguiente:

$$W_{teorico} = \int_{P_1}^{P_2} V d_p \quad \text{Ec 12}$$

El trabajo de compresión, es proporcional al área bajo la curva P-V presión-volumen (figura-16), el proceso de compresión se rige por la ecuación $PV^n = \text{constante}$, el exponente n varía dependiendo de los siguientes procesos (Figura-16):

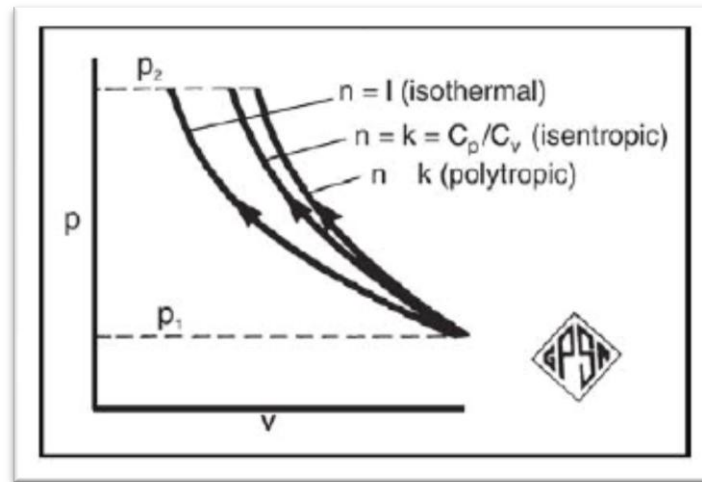
1. Isotérmico: para este caso el trabajo calculado es menor y no hay cambio de temperatura; $n=1$.
2. Isentrópico ($S_1=S_2$): Proceso en el cual no hay calor adicionado o removido del sistema y la entropía permanece constante, $n=K$ (K: relación de calores específicos), entonces $PV^K = \text{constante}$, (K: Relación de Calores Específicos). El trabajo calculado en este proceso es intermedio (figura-16).
3. Politrópico: Proceso en el cual los cambios en las propiedades del gas durante la compresión permanecen constante y se rigen por la siguiente ecuación: $n>K$, entonces $PV^n = \text{constante}$. La mayoría de los equipos tienden a operar en un proceso politrópico, donde el trabajo calculado es mayor que en los demás procesos.

Para estimar el trabajo de compresión, la mayoría de programas computacionales utilizan la diferencia de entalpías del gas en el proceso de compresión, estas se obtienen a través de ecuaciones de estado y constituye una de las mejores opciones para evaluar el trabajo de compresión:

$$Potencia = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad \text{Ec 13}$$

Donde;

Figura 16. Curva P-V de Compresión



Fuente: Tomado de “GAS PROCESSORS SUPPLIERS ASSOCIATION (GPSSA).” *Engineering Data Book Vol. I y II.* Oklahoma, 2013. p13-4

\dot{m} = Flujo másico de vapor (lbm/hr)

$h_{2(isentropico)}$ = Entalpia a las condiciones de descarga isentropica (Btu/lbm)

h_1 = Entalpia a las condiciones de succión (Btu/lbm)

Sin embargo, a pesar de que la mayoría de los fabricantes de compresores utilizan el proceso de compresión politrópico para estimar la potencia, una buena estimación puede obtenerse considerando el proceso de compresión isentrópico (adiabático reversible), calculando la potencia en función del cambio de entalpía y luego se ajusta de acuerdo al tipo de compresor para obtener la potencia real con la ecuación-14. Este método es utilizado por los simuladores computacionales.

$$Potencia_{REAL} = \frac{\dot{m}(\Delta h_{isent})}{E} \quad \text{Ec 14}$$

Donde;

$\dot{m} \Delta h_{isent}$ = Trabajo Teórico (Ecuación 13)

E = Eficiencia que puede considerarse de la tabla 6 (Incluye la eficiencia mecánica y la isentrópica).

2.3.2.1 Método Grafico¹²

Otro método para obtener la potencia es el recomendado en el GPSA Databook con la Ecuación-15 y la Figura-19, la potencia requerida puede obtenerse de forma simple incluyendo la eficiencia mecánica y termodinámica. El buen uso de estas gráficas, provee una potencia razonable que puede ser comparada con la calculada por los fabricantes de compresores. Esta curva es para compresores de baja velocidad (300 – 450 RPM), para compresores de alta velocidad > 1000 RPM debe ajustarse la potencia con el factor F3.

$$BHP = \frac{BHP}{MMSCFd} \left(\frac{P_S}{14.4} \right) \left(\frac{T_{in}}{T_S} \right) (Z_{avg})(MMCFd)((F1)(F2)(F3)) \quad \text{Ec 15}$$

Donde;

$\frac{BHP}{MMSCFd}$ = Se obtiene con la figura-19 en función de la relación de presión y K.

Ps = Presión estándar (14.7 psia).

Ts = Temperatura a condiciones estándar (520°R).

Tin = Temperatura de entrada del gas (°R).

Zavg = Factor de compresibilidad promedio de la succión y la descarga.

MMSCFd = Flujo de gas por día a condiciones estándar.

F1 = Factor de corrección por baja presión de entrada (Figura -17)

F2 = Factor de corrección para gravedad específica (Figura – 18)

F3 = Porcentaje de incremento de la potencia para compresores de alta velocidad (Tabla-7).

¹²LIRA, Román. “Compresores Reciprocantes”. Universidad Experimental Rafael Maria Baralt. Maracaibo, 2007.

Tabla 6. Porcentaje de Incremento de Potencia para Unidades de Alta Velocidad

Gravedad Especifica	Porcentaje de Incremento de Potencia
0.5 – 0.8	4
0.9	5
1	6
1.1	8
1.5 y sistemas de refrigeración con propano	10

Fuente: Tomado de “GAS PROCESSORS SUPPLIERS ASSOCIATION (GPSA).” *Engineering Data Book Vol. I y II.* Oklahoma, 2013. p13-13

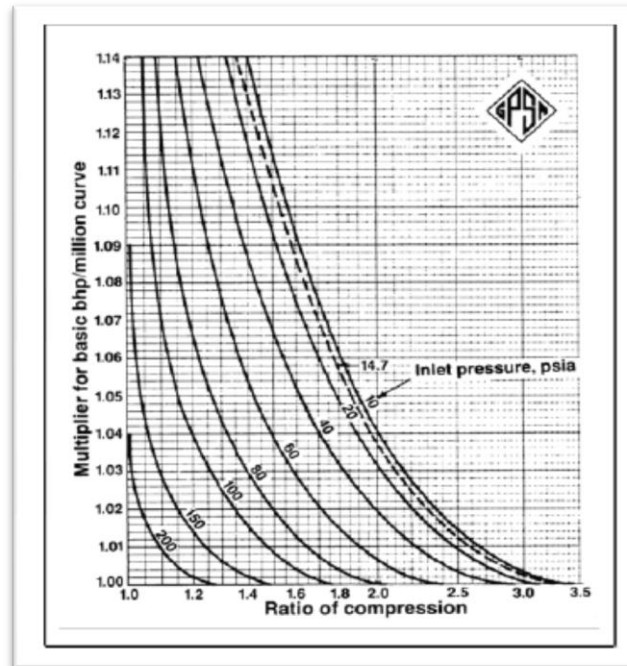
2.3.3 Diseño del cilindro de compresión¹³

Las ecuaciones que se indican a continuación, permiten calcular el diámetro del cilindro, para luego seleccionar los disponibles en manuales de fabricantes de compresores.

Clearance: El pistón de un compresor recíprocante no viaja hasta el final del cilindro; ya que cierto espacio se necesita para las válvulas entre del cilindro, cuando el pistón se encuentra al final de su carrera; este espacio, se denomina volumen muerto (clearance) y se expresa como un porcentaje entre el volumen muerto total y el volumen total barrido por el pistón. puede asumirse en 20% para un cálculo previo y luego ajustarse con el valor real indicado por el fabricante del cilindro.

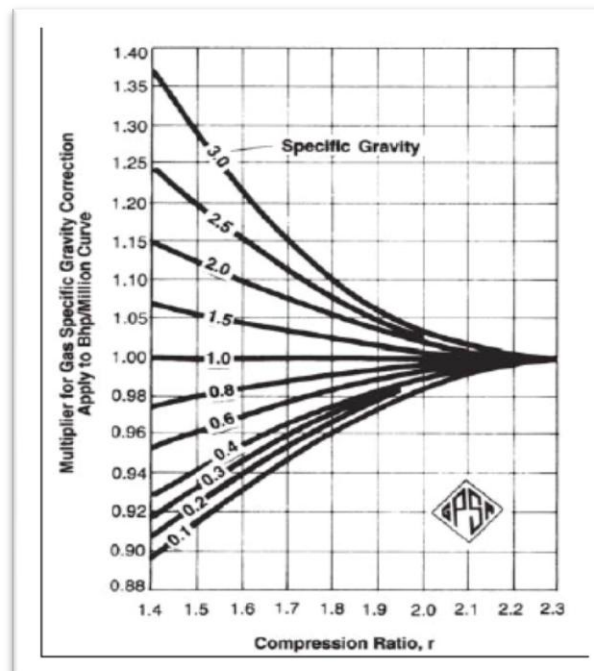
¹³ LIRA, Román. “Compresores Recíprocantes”. Universidad Experimental Rafael María Baralt. Maracaibo, 2007.

Figura 17. Factor de Corrección por Baja Presión de Admisión



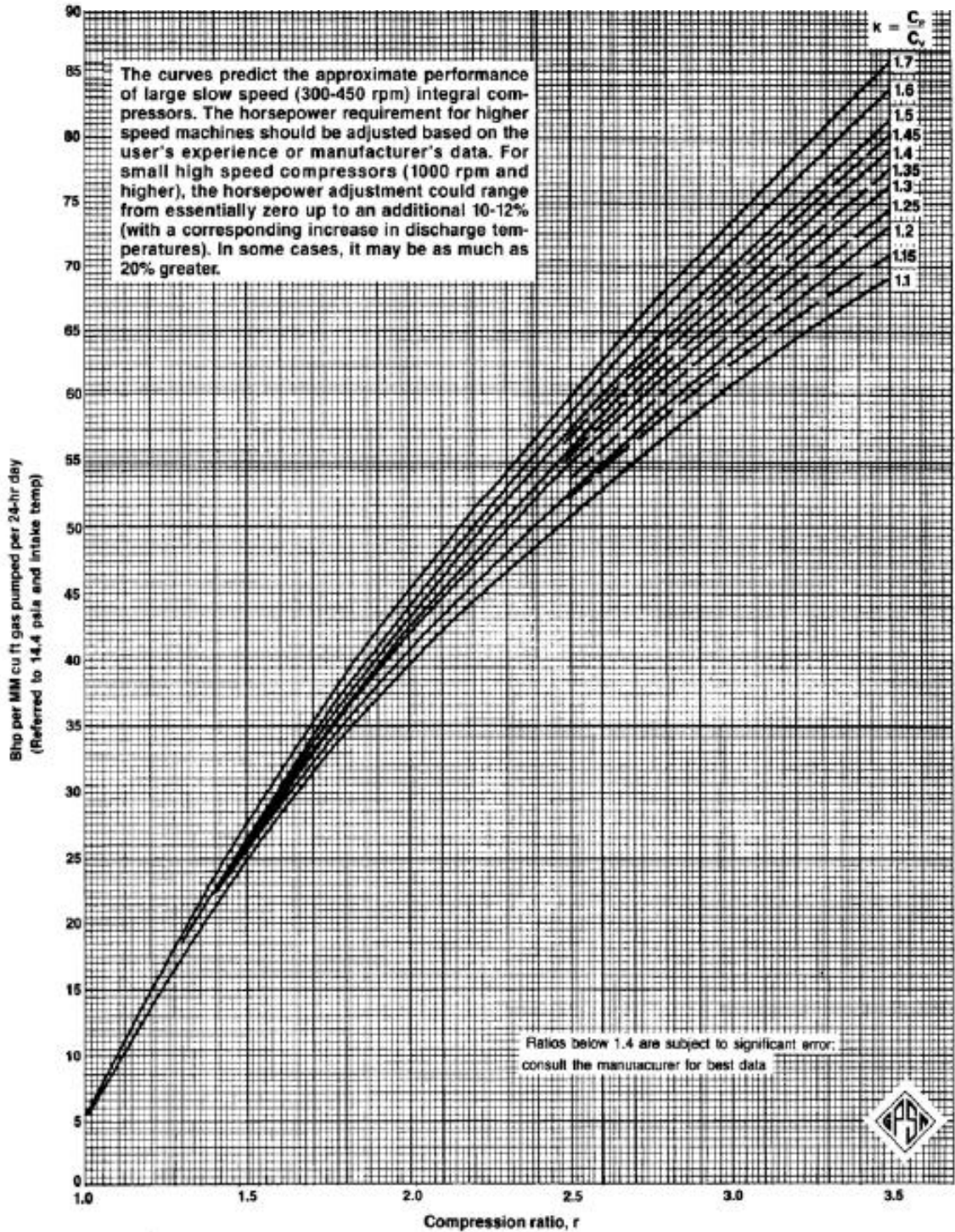
Fuente: Tomado de "GAS PROCESSORS SUPPLIERS ASSOCIATION (GPSA)." *Engineering Data Book Vol. I y II.* Oklahoma, 2013. p13-13

Figura 18. Factor de Corrección por Gravedad Específica



Fuente: Tomado de "GAS PROCESSORS SUPPLIERS ASSOCIATION (GPSA)." *Engineering Data Book Vol. I y II*. Oklahoma, 2013. p13-13

Figura 19. Potencia de Compresión



Fuente: Tomado de "GAS PROCESSORS SUPPLIERS ASSOCIATION (GPSA)." *Engineering Data Book Vol. I y II*. Oklahoma, 2013. p13-11

$$\%CL = \frac{\text{Volumen muerto total}}{\text{Volumen barrido piston}} \quad \text{Ec 16}$$

Eficiencia Volumétrica: El término eficiencia volumétrica, se refiere al desplazamiento real de un cilindro comparado con la capacidad de bombeo total si no existiese volumen muerto. Debido a este volumen muerto, el volumen de gas que desplaza el cilindro es menor que el volumen máximo del cilindro; por lo tanto, la eficiencia volumétrica (Ecuación 17), es la relación entre el volumen real (V1) que desplaza un cilindro sobre el volumen ideal (Vd) que desplazaría si no existiese el volumen muerto.

$$Evz = \frac{V1}{Vd} = \frac{\text{Volumen Real}}{\text{Volumen Ideal}} \quad \text{Ec 17}$$

$$Evz = 96 - R - (CL) \left[R^{K-1/K} \left(\frac{Z1}{Zd} \right) - 1 \right] \quad \text{Ec 18}$$

Z1/Zd = Relación de factores de compresibilidad entre la entrada y la salida.

K = Relación de calores específicos.

V1 = Flujo volumétrico real de gas a la entrada (pie^3/min)

La ecuación 18, establece la eficiencia volumétrica en función de las dimensiones del cilindro. Al obtener la eficiencia volumétrica, el desplazamiento ideal del cilindro se determina (Qideal) y su diámetro se despejaría de la ecuación 19 para cilindros de doble acción. El desplazamiento actual (Qideal) es igual a flujo actual de gas (ACFM).

$$Q_{actual} = \frac{(Stroke)(RPM)(2 * D_{cilindro}^2 - D_{rod}^2)\pi}{4 * 1728 \frac{pie^3}{pulg^3}} \quad Ec 19$$

Donde;

Recorrido: Puede obtenerse del fabricante de compresores (Stroke)

RPM: Velocidad de giro del compresor que depende del tipo de compresor, uno de alta velocidad (900-1800 RPM)

D: Diámetro del cilindro (pulg)

Drod: Diámetro de la barra (pulg)

2.3.4 Cargas en las barras del compresor¹⁴

Los fabricantes de compresores recíprocos, especifican sus monturas en función de la potencia promedio, velocidad de giro y cargas admisibles; estas cargas, corresponden a las fuerzas a compresión y tensión aplicadas (ecuaciones 20 y 21) y son proporcionales a la fuerza estática y a las cargas de inercia sobre los componentes del compresor, tales como: cigüeñal, barras de conexión, barra del pistón y el área proyectada de los cojinetes del cilindro; en ninguna circunstancia, las cargas aplicadas pueden exceder las admisibles.

Cargas de compresión aplicadas en el cilindro:

$$L_C = A_p(Pd) - A_c(Ps) \quad Ec 20$$

Cargas de compresión aplicadas en el cilindro:

$$L_T = A_c(Pd) - A_p(Ps) \quad Ec 21$$

Donde;

Ac: Efectiva área (área del pistón – área de la barra)

Ap: Área del pistón

¹⁴ LIRA, Román. "Compresores Recíprocos". Universidad Experimental Rafael María Baralt. Maracaibo, 2007.

Pd: Presión de descarga (Psia)

Ps: Presión de Succión (Psia)

En el proceso de cálculo del compresor, puede determinarse las cargas al final del cálculo; en caso de que las cargas superen las indicadas en la montura del compresor, puede ajustarse la relación de presión estabilizando las temperaturas de descarga de las etapas. Con esto, se logra una disminución razonable de las cargas aplicadas al compresor pero ocasionará un incremento en la relación de presión de la primera etapa y una disminución en las etapas sucesivas pero pueden ser razonables.

2.3.5 Ejemplo Práctico de selección de Compresores recíprocos

Se requiere comprimir 8 MMPCED de gas natural con la composición mostrada, para transportarlo a una estación “citygate”; el gas tiene un peso molecular de 23 lbm/lbmol y se incrementará su presión desde 60 Psig 90 °F, hasta 1100 Psig y 120 °F, la composición del gas es variable, se debe determinar:

- a. Numero de Etapas Requeridas
- b. Potencia Requerida
- c. Especificación Comercial
- d. Dimensionamiento de los Cilindros

Tabla 7. Composición de un Gas Natural Típico para trabajar como ejemplo

COMPOSICION DEL GAS	
Metano	78,06417
Etano	7,088808
Propano	4,685904
I-Butano	1,067401
N-Butano	1,602401
I-Pentano	0,4986
N-Pentano	0,499301
N-Hexano	0,3716
N-Heptano	0,2475
N-Octano	0,1271
N-Nonano	0,0421
N-Decano	0,0159
N-Dodecano	0,0017
Dioxido de Carbono	5,453407
Nitrogeno	0,2341

Selección teórica preliminar

Tabla 8. Propiedades del Gas

GAS	% MOLAR	MCP (150°F)	Peso	Tc	Pc	Y%. Peso	Y%. Tc	Y%. Pc	Y%. MCP (150°F)
N	0,234%	6,96	28	227	493	0,066	0,53	1,15	0,016
CO2	5,453%	9,29	44	548	1071	2,4	29,9	58,4	0,507
METANO	78,065%	8,95	16	343	666	12,52	268	520	6,987
ETANO	7,080%	13,8	30,1	550	707	2,129	38,9	50,1	0,976
PROPANO	4,685%	19,5	44,1	666	616	2,066	31,2	28,9	0,915
ISO-BUTANO	1,087%	25,8	58,1	734	528	0,632	7,98	5,74	0,28
N-PENTANO	0,499%	31,9	72,2	845	489	0,36	4,22	2,44	0,159
HEXANO	0,372%	37,9	88,2	913	437	0,328	3,39	1,62	0,141
ISO-PENTANO	0,499%	31,7	72,2	829	490	0,36	4,13	2,44	0,158
N-HEPTANO	0,437%	37,9	100	972	397	0,438	4,25	1,73	0,166
N-BUTANO	1,602%	25,8	58,1	765	551	0,931	12,3	8,83	0,413
	100,01%								10,72
Peso Molecular Gas						22,233			
Temperatura Critica (Tc)							405		
Presion Critica (Pc)								681	
M CP a 150°F									10,72
K = MCP/(MCP-1,986)									1,23

Teniendo en cuenta que las propiedades de una mezcla de gas son iguales a la suma proporcional de todos sus componentes se calculan las propiedades del gas como Peso Molecular, Temperatura critica, Presión critica y Mcp a 150°F que nos sirve de base para hacer un cálculo aproximado del valor de k que para este caso es $K = 1,23$.

De aquí también podemos determinar los valores de presión y Temperatura reducida para calcular Z.

Si tenemos en la succión $P_s = 60$ psig, $T_s = 90^\circ\text{F}$

En la descarga $P_d = 169,21$ $T_d = 191^\circ\text{F}$

$T_r = T / T_c = (450 / 405) = 1,359$

$P_r = P / P_c = (74,7/681) = 0,11$

En la descarga:

$T_r = T / T_c = 1,608$

$P_r = P / P_c = 0,27$

Con los datos de P_r / T_r podemos buscar un método sencillo que nos permita conocer Z de una manera rápida y para lo cual podemos hacerlo de manera grafica o utilizar la siguiente metodología:

Para un valor inicial de $Z = 1$, se tiene:

$h = 0,08664 P_r / Z \cdot T_r$

, y con el valor de h así obtenido, la ecuación:

$$Z = 1 / (1 - h) - 4,934 / (T_r / 1,5) * (h / (1 + h)) \quad \text{Ec 22}$$

Con este valor de Z volvemos a calcular proporcional h y así sucesivamente hasta que el valor se trate de estabilizar y ese es el número que tomamos como Z

Tabla 9. Iteraciones para hallar el valor final de Z.

Z	1,0000	0,9854	0,9852	0,9852	0,9852	0,9852
h	0,0070	0,0071	0,0071	0,0071	0,0071	0,0071
Z	1,0000	0,9801	0,9797	0,9797	0,9797	0,9797
h	0,0145	0,0148	0,0148	0,0148	0,0148	0,0148

Se puede seguir iterando hasta que nos da un dato $Z = 9,82$ y un $Z_{avg} = 0,974$

Con las propiedades del gas ya definidas podemos realizar el diseño preliminar del compresor

a. Numero de Etapas Requeridas

Se calcula R (relación de presión) variando el número de etapas hasta entrar en un rango entre 2 y 4 con la ecuación 10:

$$R = \left(\frac{P_{out}}{P_{in}} \right)^{\frac{1}{n}}$$

Tabla 10. Resultados de Relaciones de Presión de acuerdo a No. Etapas

Configuración	P in (psia)	P out (psia)	Etapas	R estimada
Primera	74,7	1114,7	1	14,9224
Segunda	74,7	1114,7	2	3,8629
Tercera	74,7	1114,7	3	2,4619
Cuarta	74,7	1114,7	4	1,9654

La relación de presión calculada no considera las pérdidas de presión por etapa de compresión que están en el orden de 3 – 5 Psig

La configuración de 2 y 3 etapas está dentro del rango de R, para establecer el número de etapas definitiva, debe calcularse la temperatura de descarga de las etapas, para seleccionar la que garantice temperaturas entre 275 – 300 °F; debe establecerse la presión de descarga de cada etapa de compresión y calcular la temperatura con la ecuación 11:

$$T_{out} = T_{in} \left[1 + \frac{(R)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{E_{isen}} \right]$$

Notas:

E_{isen} = 0.75 (Eficiencia isentrópica para compresores recíprocos de alta velocidad).

$R_{ajustada}$ = Relación de presión ajustada considerando las pérdidas de los equipos.

K = Relación de calores específicos C_p/C_v . En este ejercicio se considera 1.23, por simplificar los cálculos. Sin embargo este factor se debe calcular de acuerdo a la mezcla de gas que se esté trabajando. (Ver figura 13.7 del GPSA DATABOOK).

La temperatura de salida de los enfriadores interetapas se establece en los mismos 120°F, solicitados en el ejemplo como temperatura de salida al final de la compresión y entrada al proceso.

Considerando estos temas se obtienen los siguientes resultados:

Tabla 11. Resultados para Configuración de dos Etapas

	P in (Psia)	P out (Psia)	R ajustada	T in (°F)	T out (°F)	K
ETAPA-1	74,7	288,56	3,863	90	244,5	1,23
ETAPA-2	268,86	1114,7	3,897	120	326,3	1,23

Tabla 12. Resultados para Configuración de tres Etapas

	P in (Psia)	P out (Psia)	R ajustada	T in (°F)	T out (°F)	K
ETAPA-1	74,7	183,91	2,462	90	232,0	1,23
ETAPA-2	164,21	312,74	1,905	120	300,5	1,23
ETAPA-3	293,04	1114,7	1,570	120	294,1	1,23

Según los resultados mostrados las temperaturas de descarga para el compresor de 3 etapas, están dentro del rango óptimo para operación especificado.

b. Potencia Requerida

Para la potencia requerida del motor se utiliza la ecuación 15, enunciada anteriormente.

$$BHP = \frac{BHP}{MMSCFD} \left(\frac{P_s}{14.4} \right) \left(\frac{T_{in}}{T_s} \right) (Z_{avg})(MMCFd)((F1)(F2)(F3))$$

Realizando el cálculo de potencia por cada etapa, se tienen los siguientes resultados:

Tabla 13. Resultados de Potencia

RESULTADOS PARA CALCULO DE POTENCIA									
	BHP/MMSCFD (Fig. 20)	T in (°F)	Zin	Zavg	Q (MMSCFD)	F1	F2	F3	BHP
ETAPA-1	64	90,00	0,982	0,974	8	1,0	1,0	4,0	352,60
ETAPA-2	64	120,00	0,967	0,983	8	1,0	1,0	4,0	474,48
ETAPA-3	64	120,00	1,000	1,000	8	1,0	1,0	4,0	482,46
							TOTAL BHP		1309,54

c. Selección real de acuerdo con especificaciones comerciales.

De acuerdo con la selección teórica realizada el compresor a seleccionar debe ser un compresor recíprocante separable con una potencia mayor a 1300 BHP y con un número de cilindros mayor a tres. Al consultar catálogos de fabricantes puede seleccionarse los siguientes compresores:

Tabla 14. Selección de modelos comerciales de compresores

MARCA	MODELO	TIPO	# CILINDROS	POTENCIA	STROKE	CARGA MAXIMA
Dresser Rand	HHE-FB-4	Integral	4	2250 BHP @ 1800 RPM	8.5 a 12 pulg	36000 lbs
Ariel	JGH/4	Separable	4	1360 BHP @ 1200 RPM	4.5 pulg	30000 lbs

d. Dimensionamiento de Cilindros

Para el dimensionamiento, debe establecerse la velocidad de giro del compresor; para este cálculo, se seleccionará el compresor ARIEL JGH-4, operando a 1200 RPM. Este cálculo provee una estimación de los cilindros y debe verificarse con el fabricante.

Calculo del Flujo : Debe calcularse el flujo del gas a la entrada a las condiciones actuales (de succion) o a las condiciones estándar (mmfscd) teniendo en cuenta el desplazamiento del pistón por minuto y luego con la eficiencia volumétrica se determina el desplazamiento real considerando el volumen muerto:

Tabla 15. Calculo de flujos

Calculo del Flujo de Entrada a la etapa						
	Pstd	Tstd	Tin Etapa	Pin Etapa	MMPCED	Q CFM (entrada etapa)
Etapa-1	14.7	529,67	549,67	74,7	8	704,40
Etapa-2	14.7	529,67	579,67	164,21	8	311,70
Etapa-3	14.7	529,67	579,67	293,04	8	174,26

Tabla 16. Cálculos de la eficiencia volumétrica

Calculo de la eficiencia Volumetrica Ecuación -9						
	Clearence Asumido	R	K	Z in	Z out	Evz
Etapa-1	20	2,46	1,23	0,982	0,974	71,59
Etapa-2	20	1,90	1,23	0,97	0,983	80,88
Etapa-3	20	1,57	1,23	1,00	1	85,57

Ahora se calcula el diámetro de los cilindros:

Se determina el desplazamiento real requerido con la eficiencia volumétrica y se despeja el diámetro del cilindro de la ecuación-19

Tabla 17. Cálculo Diámetros de cilindro

DIAMETRO DEL CILINDRO				
	Q actual CFM	Stroke	RPM	D (pulg)
Etapa-1	352,2019889	4,5	1200	8,470538913
	352,2019889	4,5	1200	8,470538913
Etapa-2	311,7048961	4,5	1200	7,968690575
Etapa-3	174,2602175	4,5	1200	5,958195414

Se debe tener en cuenta que;

- Para disminuir el diámetro del cilindro de la primera etapa, se dividió el flujo actual en dos para utilizar dos cilindros de compresión, ya que el compresor posee cuatro cilindros.
- La configuración es de dos cilindros para la primera etapa, un cilindro para la segunda y la tercera.

Luego de calcular los diámetros de cilindros, se realiza una selección de acuerdo a la información comercial disponible, que para este caso es la página de ARIEL.

Tabla 18. Diámetros Comerciales

DIAMETRO DEL CILINDRO COMERCIAL			
	D selección	Bore (pulg)	D Acting
Etapa-1	9 3/4 ET	9,25	SI
	9 3/4 ET	9,25	SI
Etapa-2	8 3/8 ET	8,00	SI
Etapa-3	6 3/8 ET	6,00	SI

Igualmente se realiza un chequeo de la carga sobre las barras de los pistones, según nos indica las ecuaciones 20 y 21, para verificar lo propuesto por el fabricante:

Cargas de compresión aplicadas en el cilindro:

$$L_C = A_P(Pd) - A_c(Ps)$$

Cargas de tensión aplicadas en el cilindro:

$$L_T = A_C(Pd) - A_p(Ps)$$

Tabla 19. Cálculos de carga en las barras

CARGAS EN LAS BARRAS							
	Area Piston (pulg ²)	Area Piston- Area rod (pulg ²)	Ps	Pd	Carga Compresion (lbs)	Carga Tracción (lbs)	Carga Permisible Compresion (lbs)
Etapa-1	67,2	66,4	74,70	183,91	7397,49	7194,38	30000
	67,2	66,4	74,70	183,91	7397,49	7194,38	30000
Etapa-2	50,3	49,5	164,21	312,74	7594,97	7220,38	30000
Etapa-3	28,3	27,5	293,04	1114,70	23462,07	22356,43	30000

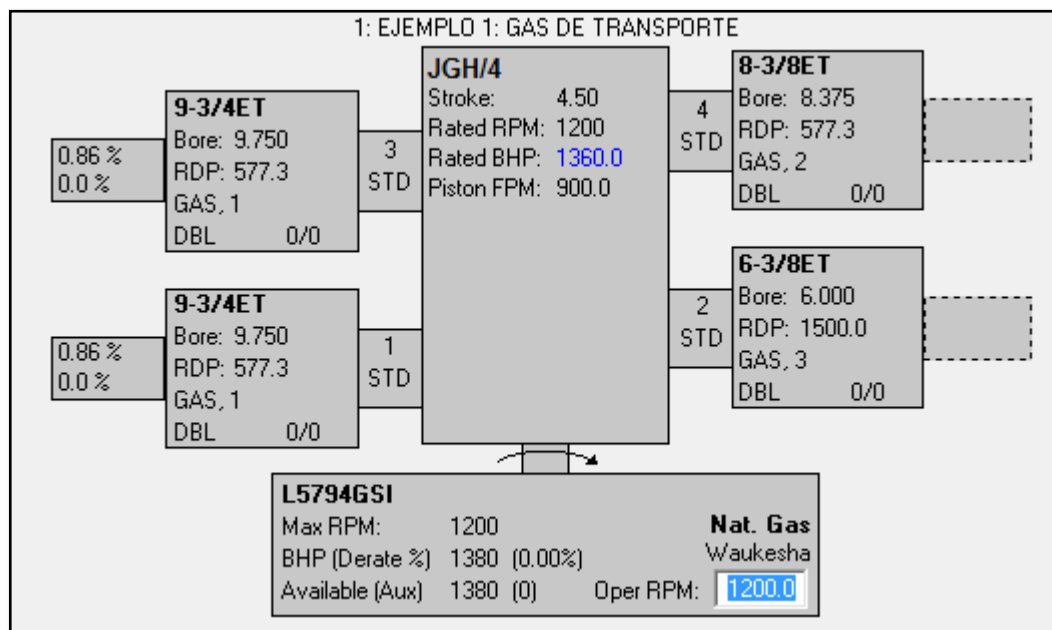
Como se aprecia en el cálculo de las cargas, estas no superan la carga permisible para el modelo seleccionado de ARIEL COMPRESSORS.

A continuación se presenta una selección del compresor a través del software del fabricante, para revisar como quedaría la configuración más conveniente para el caso mostrado:

2.4 LINEAMIENTOS DADOS POR API 618, PARA LA SELECCIÓN Y COMPRA DE COMPRESORES RECIPROCANTES

En la norma internacional API 618 (Reciprocating Compressors for Petroleum, Chemical, and Gas Industry Services), se dan pautas muy claras que se deberían seguir en todos los proyectos de selección de equipos de compresión, para así no

Figura 20. Ejemplo de selección Compresor Reciprocante



Fuente: Tomado de "Ariel MultiRun Viewer Program". Ariel Corporation. 2013, Mount Vernon, Ohio.

tener problemas en campo a la hora de instalar y operar los sistemas seleccionados. A continuación se enuncian las principales recomendaciones para selección de compresores reciprocantes dados por la norma.

2.4.1 Generalidades para tener en cuenta en la compra del compresor seleccionado

- El comprador debe especificar el periodo de operación ininterrumpida, durante el cual el equipo no debería requerir parada para inspección o mantenimiento. En algunos servicios este objetivo es fácilmente alcanzable y en otros es difícil. El diseño de los sistemas auxiliares y el proceso donde el equipo será instalado son muy importantes para el logro de este objetivo.
- El vendedor deberá identificar los componentes que requieran mantenimiento dentro de un periodo de operación ininterrumpida, aprovechando paradas del equipo.
- El vendedor deberá advertir en la propuesta, de los componentes que fueron diseñados para una vida útil finita.
- El vendedor deberá asumir la responsabilidad por la unidad y todo el equipo y sistemas auxiliares incluidos en el alcance de la orden.
- El comprador deberá especificar las condiciones de operación para el equipo, así como el punto normal de operación. A menos que se especifique lo contrario, la capacidad en el punto de operación normal deberá tener tolerancia no negativa (Ver párrafos, 3.18, 3.30 y 3.48 del API 618 y Anexo B). Las condiciones de operación pueden incluir “*Star-up, Shut-down, Commissioning, transient and part-load*”.
- La operación con gases alternos como nitrógeno, puede tener efectos adversos sobre válvulas, sistemas de supresión de pulsaciones,

dimensionamiento del motor y el diseño del sistema de control de capacidad.

- El código de diseño de presión deberá ser especificado o acordado con el comprador.
- El control de nivel de presión del sonido (spl) deberá ser acordado entre el vendedor y el comprador de la unidad. El equipo dotado por el vendedor deberá ajustarse al nivel de presión del sonido máximo admisible. Para determinar el cumplimiento de este requisito el vendedor debe proveer los datos de máxima presión del sonido y nivel de potencia del sonido, estos datos se necesitan para determinar la banda del equipo según ISO 3740, ISO 3744, ISO 3746 o ASME PTC 36.
- Los compresores reciprocantes se deben especificar normalmente para que operen con velocidad constante para evitar excitación de torsión y resonancias acústicas y/o mecánicas. Cuando se usen motores de velocidad variable, todo el equipo será diseñado para funcionar de forma segura a lo largo de todo el rango de velocidad de operación, hasta incluir la velocidad de disparo.
- El vendedor del equipo debe entregar una lista de velocidades de funcionamiento indeseables, en el caso de motores de velocidad variable. Pero ante todo se busca que la ocurrencia de velocidades de operación indeseables sea mínima.
- El arreglo del equipo, incluyendo tubería y auxiliares, será desarrollado en conjunto entre el comprador y el vendedor, donde proveerán áreas de holgura y accesos seguros para operación y mantenimiento.
- Los motores, componentes e instalaciones eléctricas serán de acuerdo a la clasificación del área (clase, grupo, división o zona), especificados según según normas; IEC 60079 y IEC 60529 o NFPA 70 artículos 500,

501, 502 y 504. El comprador debe indicar los códigos locales que apliquen en el área.

- Todas las partes lubricadas y sumergidas en aceite como, rodamientos, ejes, partes pulidas, instrumentos y elementos de control deben ser diseñados para minimizar la contaminación por humedad, polvo y material extraño, durante la operación y “*stand by*” del equipo.
- El equipo debe ser diseñado para permitir un rápido y fácil mantenimiento. Las partes más importantes como cilindros, piezas internas y el chasis o “*frame*” deben poder ser rearmables usando llaves o raches.
- Después de la instalación, el buen desempeño del equipo es una responsabilidad compartida entre el vendedor y el comprador.
- El comprador debe especificar; flujo a manejar, composición, punto de rocío y condiciones del gas. El comprador también puede especificar peso molecular, relación de calores específicos (C_p/C_v), y factores de compresibilidad (Z).
- Se debe especificar, si alguno de los cilindros del compresor no va a ser operado completamente descargado o parcialmente cargado por periodos extendidos de tiempo.
- La potencia requerida para el punto normal de operación del compresor no debe exceder la potencia establecida en más del 3%.
- Se debe especificar, si alguno de los cilindros del compresor no va a ser operado completamente descargado o parcialmente cargado por periodos extendidos de tiempo.
- Las paredes de los cilindros sin camisas deben ser lo suficientemente gruesas para proporcionar un recubrimiento total de 3.0 mm (1/8 inc.) sobre el diámetro original.

- El arreglo de las chaquetas de enfriamiento debe ser de tal manera que una falla en las juntas o en los sellos no resulte en un derrame de líquido de enfriamiento dentro del cilindro o de gas dentro del sistema de enfriamiento.
- El agua o enfriador circulante debe, mantener un incremento de temperatura a través de cualquier cilindro, incluyendo las cabezas del cilindro, entre 5K (10°F) y 10K (20°F).
- El vendedor debe definir una carga máxima permitida para las boquillas de acuerdo con las interfaces. Estas cargas deben ser referidas por un sistema coordinado que debe ser mostrado en los dibujos.
- Todos los empaques de aceite, empaques intermedios y empaques de presión del cilindro deben ser de anillos segmentado con resortes de aleación de cromo-níquel.
- Las guardas de los acoples y los volantes deben protegerlos para prevenir el acceso de cualquier persona al espacio entre los guardas y las partes en movimiento durante la operación del tren del equipo.
- Las guardas deben ser construidas con suficiente rigidez para resistir 900N (200 lbf) en un punto de carga estático en cualquier dirección sin que el guarda tenga contacto con las partes en movimiento.
- La utilización de bolsillos variables y/o descargadores debe ser acordada por el vendedor y el comprador y su funcionamiento debe quedar especificado indicando el porcentaje de incidencia en el flujo en cada cilindro del compresor.

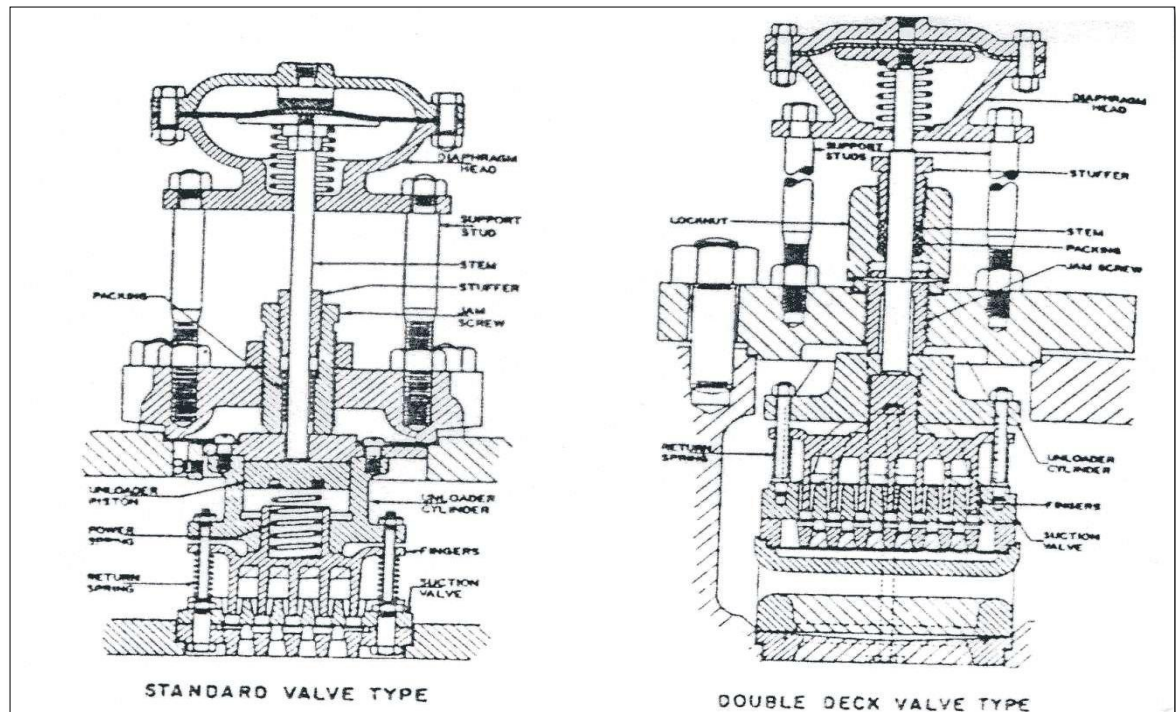
- Los bolsillos pueden ser del tipo fijos con dos posiciones, abiertos o cerrados.
- El vendedor debe suministrar y montar elementos detectores y traductores de vibración que paren el equipo cuando se llegue a la señal requerida, estos equipos deben medir o controlar las siguientes funciones: Vibración continua, alarma y “*shutdow*”.
- Si se especifica, el vendedor debe suministrar y montar un sensor tipo no contacto, que mida la caída vertical de cada varilla del pistón y también si se especifica un medidor tipo no contacto que mida el movimiento horizontal de la varilla de cada pistón.

Figura 21. Imágenes de un Cilindro con Bolsillo



Fuente: Tomado de GUERRERO, Ramiro.”Diseño y Operación de Sistemas de Compresión de Gas”. Universidad Industrial de Santander, Escuela de Ingeniería de Petróleos. Bucaramanga, 2013. p.112

Figura 22. Válvulas de Succión con Descargadores.



Fuente: Tomado de GUERRERO, Ramiro. "Diseño y Operación de Sistemas de Compresión de Gas". Universidad Industrial de Santander, Escuela de Ingeniería de Petróleos. Bucaramanga, 2013. p.111

3. INSTALACIÓN DE UN COMPRESOR RECIPROCANTE

En esta sección se darán indicaciones generales de las condiciones y actividades que se deben tener en cuenta en la instalación del equipo compresor en campo, basándose en las buenas prácticas de compañías operadoras, recomendaciones de fabricantes y en algunos aspectos generales de la norma API-618.

La instalación del compresor con su respectivo motor y tuberías debe efectuarse con cuidado y precisión. Esta sección no tiene el propósito de tratar todas las cuestiones que podrían surgir durante la instalación. Trata solamente de algunas de las consideraciones y requerimientos más importantes al instalar el compresor.

3.1 UBICACIÓN GENERAL DEL EQUIPO EN PLANTA

La decisión del sitio donde se ubicara el equipo debe ser tomada con base en las condiciones de operación y mantenimiento fácil.

Las instalaciones donde se ubicara el equipo deben estar diseñados con espacios que permitan el acceso seguro tanto de personas como de equipos de izaje pequeños alrededor de las maquinas, teniendo en cuenta que el piso sea lo suficientemente resistente para el peso de estos equipos. La instalación de monorrieles o puente grúas debe ser evaluada dependiendo de las dimensiones y características del equipo que se va a instalar.

Así mismo el área disponible debe contar con el suficiente espacio libre a cada lado del equipo, para ubicar allí elementos como los pistones, barras del compresor y equipo auxiliar del motor, lo que permitirá desmantelarlos y hacerles mantenimiento sin necesidad de ser trasladados.

Para hacer más fácil el acceso a mantenimiento, generalmente se especifican compresores horizontales con motores desmontables y boquillas de conexión tipo bajo-bajo, sin embargo en ciertos servicios donde se requieren por restricciones

de espacio, se utilizan boquillas tipo alto-alto, teniendo en cuenta que las conexiones a la tuberías no obstaculicen el ensamble del conjunto motor.¹⁵

3.2 NIVELACIÓN Y ALINEACIÓN¹⁶

Los puntos a continuación merecen especial atención durante la preparación y alineación del compresor:

El diseño del skid deberá:

- Transmitir las fuerzas de reacción del compresor y del motor a la fundación.
- Asegurar que haya suficiente diferencia entre las fuerzas de vibración y la frecuencia natural del skid.
- Poseer suficiente rigidez y resistencia para que se pueda instalar el compresor totalmente a nivel, sin flexiones ni torsiones en el bastidor, guías de crucetas o cilindros del compresor. Esto se logra a través de suplementos o de una fundación cuidadosamente realizada.
- Poseer suficiente rigidez y masa para resistir a vibraciones inducidas por las máximas cuplas (o pares) desbalanceadas, según lo especifican los diferentes fabricantes.

Las patas de las guías de crucetas deben estar apoyadas de manera que no sólo provean soporte vertical sino también que impidan el movimiento horizontal perpendicular a los vástagos de pistones. Además deben ser capaces de soportar el peso combinado de cilindros, pulmones y tubería.

El sistema de ductos de aceite del bastidor del compresor y sus componentes deben estar libres de materiales extraños, incluso (pero no sólo) polvo, arena, óxidos, costras, virutas, salpicaduras de soldaduras, grasa y pintura. Se recomienda el uso de un servicio comercial de limpieza de ductos para limpiar el

¹⁵ SHELL, “*Compressors – Selection, Testing and Installation*”. Shell International Exploration and Production, La.Haya, 2006.

¹⁶ ARIEL, “*Compresores Reciprocantes de Cilindros Opuestos Balanceados para Trabajo Pesado – Manual Técnico para los modelos JG y JGA*”. Ariel Corporation, 2011.

sistema de lubricación. Si no es posible, se deben utilizar procedimientos de limpieza adecuados, con limpiadores, ácidos y/o limpieza mecánica para que se satisfagan los requisitos de limpieza. Los subproductos de limpieza se deben disponer adecuadamente. Se recomienda un servicio especializado.

También se recomienda hacer un “*flushing*” a todos los sistemas de ductería de aceite con una bomba eléctrica o neumática y aceite de producción limpio y filtrado. Todas las cavidades del bastidor del compresor deben ser limpiadas en fábrica por el proveedor del equipo.

Los cilindros compresores que poseen empaquetaduras enfriadas por agua se deben conectar al enfriador de agua, a menos que se obtenga previa aprobación del Servicio Técnico del proveedor del equipo.

3.2.1 Nivelación

Se debe posicionar el compresor sobre el “*skid*”. Con los cilindros del compresor instalados pero sueltos y sin ninguna tubería, ni botellas de control de pulsación conectadas, después ajustar los tornillos de anclaje del bastidor al “*skid*” hasta su torque total. En seguida se afloja cada perno de anclaje por separado, verificando la deflexión entre la pata del bastidor y el “*skid*” a través de un indicador de cuadrante. Se suplementa también cualquier huelgo que sea superior a 0,002” (0,05 mm). Posteriormente se vuelve a ajustar el perno de anclaje hasta su torque y se repite en cada perno del bastidor al “*skid*”.

Con las guías y cilindros sueltos, se mide el huelgo entre la pata de apoyo de la guía de la cruceta y el soporte del “*skid*”. Se Llena completamente con suplementos “*chims*”. Luego se ajustan los tornillos de anclaje del soporte de la guía de la cruceta al “*skid*” hasta su torque total. Posteriormente se deben aflójar, verificando con un indicador de cuadrante que el huelgo esté completamente lleno y que no haya deflexión. Se vuelven a ajustar los tornillos de anclaje de la cruceta. Así se repite para cada apoyo de la guía de la cruceta.

Los valores de torque correctos para los tornillos de anclaje del compresor al “*skid*” deben ser determinados por el paquetizador basado en el tamaño de los pernos y su material. El paquetizador debe consultar los documentos de referencia del fabricante del compresor para determinar los valores de torque correctos.

3.2.2 Alineación

Una alineación adecuada es fundamental para un desempeño satisfactorio. Un acople flexible no compensará una alineación deficiente. La desalineación puede producir:

- Momento de flexión elevado en el cigüeñal.
- Grandes fuerzas axiales.
- Desgaste excesivo de los cojinetes.
- Y, si es grave, probable daño a varios componentes.

Un compresor regularmente se puede alinear a través de varios métodos aceptables, tales como:

- Radial/angular o cara/borde.
- Indicador inverso.
- A través del conjunto de discos.
- Óptico.
- Láser.
- Mecánico computarizado

Durante la alineación del equipo, hay algunos puntos que se deben considerar:

- Pata floja (el compresor y el motor no están planos).
- Lecturas repetibles.
- Sentido en que se mueve el indicador (más o menos).
- Elongación térmica.
- Flexión del indicador.

Cuando el compresor está debidamente alineado, las fuerzas sobre el equipo conectado permanecen en el nivel mínimo, lo que prolonga la vida útil de los cojinetes y permite que la unidad funcione suavemente. Adicionalmente se recomienda consultar la información proporcionada por el paquetizador sobre los requerimientos de alineación.

3.3 VENTEOS Y DRENAJES¹⁷

Para que el compresor funcione en forma segura, es fundamental que se garantice que todos los venteos y drenajes estén abiertos, funcionando y, en caso de que sea necesario, conectados a tubos que salgan del “skid” o del edificio. Dependiendo del clima y de la cantidad de insectos, puede que sea necesaria la instalación de filtros en los venteos y drenajes para asegurar que no se tapen. Tal cuidado puede ser esencial si el compresor permanece parado por un período prolongado.

Otros puntos a considerar son:

- Debe haber un venteo para aliviar la presión del sistema con seguridad.
- Debe haber venteos y drenajes adecuados para las piezas espaciadoras, venteos de la empaquetadura principal y cárter. Los venteos y drenajes principales deben actuar en forma independiente de los venteos y drenajes secundarios. Todos los venteos y drenajes deben instalarse de manera que evite que reciban líquidos que podrían causar la acumulación de gas o de líquidos. Cuando se utiliza un gas más pesado que el aire, los venteos y drenajes deben diseñarse de acuerdo a ello.

¹⁷ SHELL, “*Compressors – Selection, Testing and Installation*”. Shell International Exploration and Production, La.Haya, 2006.

3.4 FILTROS EN LA SUCCIÓN DEL EQUIPO¹⁸

A menos que se especifique lo contrario, se instalarán filtros temporales en la línea de succión lo más cerca posible de la entrada del compresor para salvaguardar el compresor de la entrada de sólidos extraños en particular durante las operaciones de puesta en marcha, excepto en las grandes tuberías (DN 750 y superiores) en el que no son prácticos. Se proporcionará “*tapping*” Presión a través del tamiz cónico para determinar el grado de ensuciamiento. Como alternativa a la medición de la presión diferencial estándar en línea, se pueden instalar manómetros al filtro hasta una presión del sistema de 10 bar (ga) como máximo; por encima de esta presión se instalará una celda DP con el transmisor ya que esto es más fiable para mediciones a presiones elevadas. La presión diferencial a través del filtro no será más de 1,5 bar durante la compresión inicial en carreras de pre-puesta en servicio. Después la puesta en marcha del compresor, todo filtro se retirará así el sistema de tuberías es considerado limpio.

Los filtros deberán ser del tipo cónico provistos de un carrete de longitud adecuada para facilitar la eliminación de partículas sólidas. Los filtros en los servicios por debajo de -50 ° C deberán ser fabricados en acero inoxidable.

Para los servicios de ensuciamiento graves, se debe considerar la instalación de filtros de tipo permanente o filtros on-line de limpieza (conmutación).

Si no se proporcionan los filtros de succión temporales, la tubería de succión debe estar completamente limpia antes de ser conectada al compresor y se confirmará su inocuidad durante la puesta en marcha.

3.5 MONITOREO DE PARAMETROS DE FUNCIONAMIENTO¹⁹

El monitoreo en línea facilita el control de las variables esenciales del compresor puesto en servicio, como lo son los parámetros mecánicos y de proceso con que

¹⁸ SHELL, “*Compressors – Selection, Testing and Installation*”. Shell International Exploration and Production, La.Haya, 2006.

¹⁹ SHELL, “*Compressors – Selection, Testing and Installation*”. Shell International Exploration and Production, La.Haya, 2006.

el equipo debe operar, esto con el fin de garantizar el rendimiento aerodinámico y termodinámico.

A menos que el fabricante especifique lo contrario, los parámetros mínimos mecánicos y de proceso a ser controlados por el sistema de monitoreo son:

- Presiones y temperaturas de succión y descarga por cada etapa.
- Flujo de operación por cada etapa.
- Rata de flujo en el reciclo.
- Sistema de monitoreo de caída de las barras.
- Datos para el análisis del diagrama P-V
- Temperaturas de los cojinetes principales.
- Nivel de aceleración del cigüeñal.
- Fugas en los empaques de las barras de pistones.
- Medición de las temperaturas en válvulas.

El sistema de monitoreo debe ser incorporado con fines de recolección de datos para supervisión y vigilancia de las condiciones de proceso. Como mínimo el sistema de monitoreo debe contar con las siguientes capacidades;

- Proporcionar información en línea sobre el comportamiento de la vibración de los equipos, incluido el necesario para los diversos análisis históricos en tiempo real. La capacidad total de almacenamiento será de tal manera que muestre tendencias a largo plazo para facilitar la evaluación de la máquina.
- Proporcionar información en línea sobre el rendimiento de los procesos de las máquinas seleccionadas, incluyendo la presentación de informes de las eficiencias calculadas.
- Proporcionar salidas adecuadas para implementar sistemas de salvaguarda y alarma que envíe advertencias a la planta y al sistema operativo de control (DCS).
- Permitir el acceso remoto por medio de tecnologías disponibles de de "IT" (por ejemplo, LAN e Internet) para la lectura y evaluación en línea de los datos.

- Permitir la captura, el almacenamiento y el análisis de los rápidos cambios que se dan durante la transmisión durante el arranque, apagado y alarma.
- Tener una tasa de muestreo rápido de varios parámetros pre-establecidos para permitir el análisis en tiempo real y proporcionar funciones de alarma e informe de las facilidades.
- Permitir la intercomunicación con sistemas (DCS) y sistemas de control de proveedores específicos (por ejemplo, control de la turbina, control del compresor del regulador de sobretensiones y de gas / vapor).

3.6 PUESTA EN MARCHA DEL EQUIPO COMPRESOR

Para asegurar una puesta en marcha adecuada, es importante que se siga atentamente la Lista de Verificación de Puesta en Marcha que se presenta en el ANEXO A. Además es importante que el operador esté completamente familiarizado con este manual y con el Manual de Operación del Paquetizador. Antes del arranque también es importante tener en cuenta los aspectos presentados en el ANEXO B.

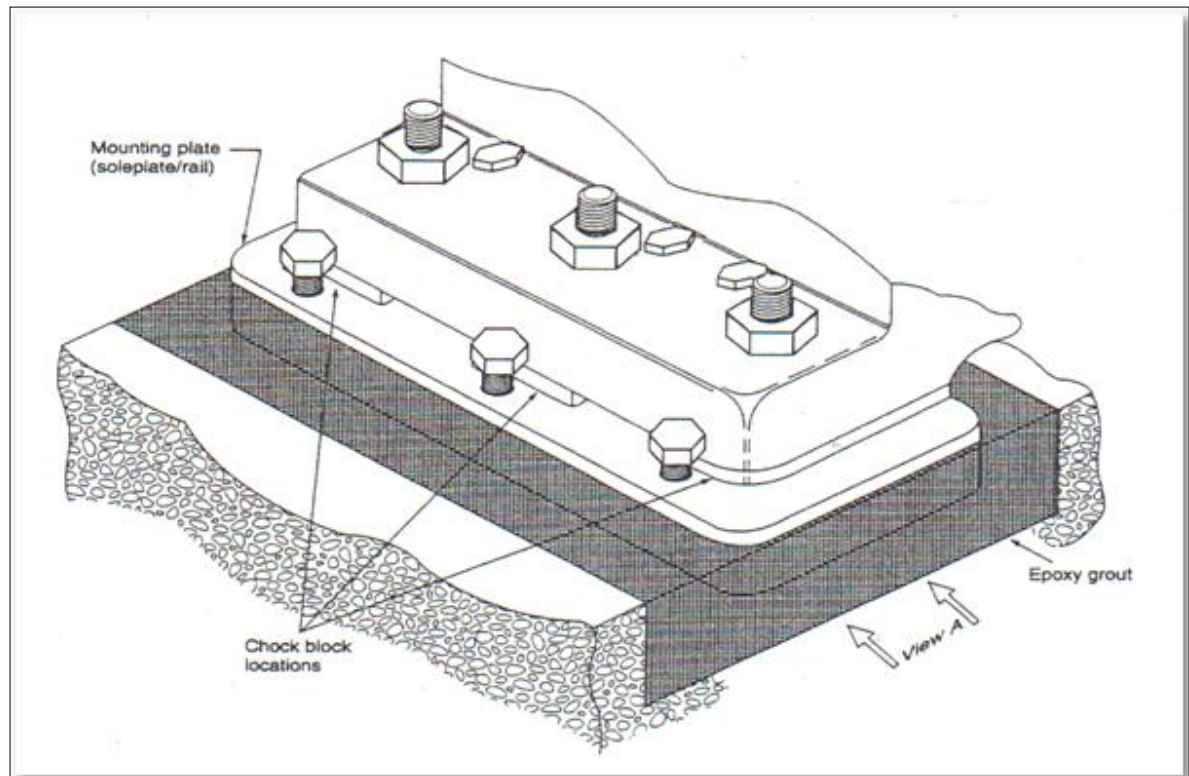
3.7 LINEAMIENTOS DADOS POR API 618, PARA LA INSTALACION DE COMPRESORES RECIPROCANTES

Así como en el capítulo anterior, a continuación se darán algunas pautas generales recomendadas en la norma API-618, para la adecuada instalación de los equipos de compresión.

- El equipo debe ser suministrado con una plataforma base, con un skid, unas suelas y rieles metálicos, como esta especificado en la norma.
- Las placas de montaje no deben ser perforadas por el montaje de otros equipos.
- Las placas de montaje utilizadas para la instalación de concreto deben ser suministradas con los tornillos de nivelación.

- Fuera de las esquinas, las placas de montaje que estén en contacto con el piso deben tener 50 mm (2 in) de radio por fuera de las esquinas.
- La parte de las esquinas de las placas de montaje que estén en contacto con el piso deben ser radiadas o chaflanadas.
- Toda la superficie de la maquinaria de montaje que no este grautiada debe ser tratada con un preventor de corrosión inmediatamente después de construcción
- La plataforma de montaje debe exceder al menos 25mm (1 in) más allá del exterior en tres partes de las bases del equipo.
- El equipo debe ser suministrado con una plataforma base, con un skid, unas suelas y rieles metálicos, como esta especificado en la norma.
- Cuando el peso del motor exceda 450 kg (1000 lb), las placas de montaje del tren motriz deben ser contruidos con tornillos de alineación horizontales del mismo tamaño, o tan largos como los tornillos verticales.
- La placa de base debe ser fabricada de una sola unidad de acero, a menos que el comprador y el distribuidor acuerden que va a ser fabricada en múltiples secciones.
- La placa se debe extender bajo los componentes del equipo de tal manera que si hay una filtración desde estos componentes quede contenido dentro de la placa de base.
- La placa de base debe ser diseñada y construida para soportar el peso del compresor, el motor y los accesorios y que se evite la excitación de frecuencias que generen resonancia.
- La placa de base debe ser capaz de transmitir todas las fuerzas y los momentos generados por el equipo montado y del motor a las bases.
- El análisis modelado debe establecer que la frecuencia natural de la placa de base este separada de la frecuencia de excitación al menos en un 20%.

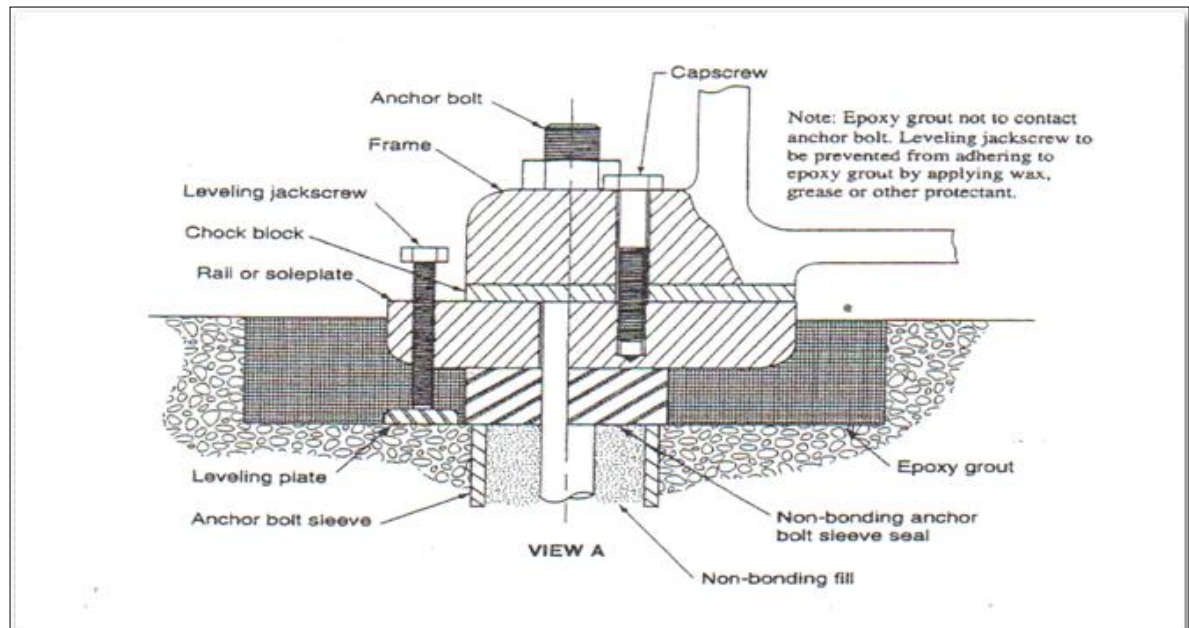
Figura 23. Detalle de Montaje Típico estructura base sobre placa civil



Fuente: Tomado de "AMERICAN PETROLEUM INSTITUTO (API618)." *Reciprocating Compressors for Petroleum, Chemical, and Gas Industry Services*. Washington, D.C 2013. 6th E Anexo K

- Las tuberías y sus instalaciones se deben realizar de acuerdo con lo especificado por el comprador.
- En ausencia de especificaciones de tubería, se deben configurar de acuerdo o lo descrito por el ISO 10438-1 o el API 614, capítulo 1, y el ISO 10438-3 o el API 614, capítulo 3.
- Las tuberías de las líneas que llevan el aceite a los cilindros y los empaques en los sistemas de lubricación forzada, deben ser al menos de ¼" de pulgada en su diámetro externo y con un espesor de 0,065 pulgadas.
- El vendedor debe ser requerido para suministrar las tuberías de proceso de acuerdo con los requerimientos del comprador ver ISO 10438-1 o el API 614, capítulo 1.

Figura 24. Vista “A” detalle de Montaje Típico estructura base sobre placa civil



Fuente: Tomado de “AMERICAN PETROLEUM INSTITUTO (API618).” *Reciprocating Compressors for Petroleum, Chemical, and Gas Industry Services*. Washington, D.C 2013.6th E Anexo K

- El separador de líquido debe ser equipado con una tubería de drenaje de no menos de un DN 25 (1 NPS), un visor y una conexión para apagado por alto nivel. Las conexiones deben ser flanchadas y aseguradas con ciegos.
- Cuando se monte un sistema de control en una máquina el vendedor debe suministrar un panel que tenga lo siguiente:
 - Un dispositivo central para cada servicio o multiservicios que permita seleccionar cada una de las etapas de carga del compresor.
 - Indicador de cuál de las etapas de carga está operando.
 - Tacómetros
 - Medidores de temperatura
 - Válvulas de Relevo
- Alarmas y “Shutdown” de acuerdo con recomendaciones del API 618 (Tabla 4 y Tabla 5 del API).
- Sistemas de Monitoreo de Temperaturas:

- Temperatura de los rodamientos
- Temperatura de Las válvulas.
- Temperatura de los empaques.
- Temperatura de los bujes de las crucetas.

Tabla 20. Seteos para Válvulas de Alivio

Rated Discharge Gauge Pressure (Each Stage)		Minimum Relief Valve Set Pressure Margin above Rated Discharge Gauge Pressure
bar	psig	
≤10	≤150	1 bar (15 psig)
>10 to 170	>150 to 2500	10%
>170 to 240	>2500 to 3500	8%
>240 to 345	>3500 to 5000	6%
>345	>5000	See footnote a
Note(a) For rated discharge gauge pressures above 345 bar (5000 psig), the relief valve setting shall be agreed on by the purchaser and the vendor		

Fuente: Tomado de "AMERICAN PETROLEUM INSTITUTO (API618)." *Reciprocating Compressors for Petroleum, Chemical, and Gas Industry Services*. Washington, D.C 2013 6th E. p. 47

Tabla 21. Recomendaciones mínimas para instalar alarmas y "Shutdowns"

Condition	Alarm	Shutdown
High gas discharge temperature for each cylinder	X	—
Low gas suction pressure for each stage	X	—
Low frame lube-oil pressure	X	X
Low frame lube-oil level	X	—
Cylinder lubricator system failure	X	—
High oil-filter differential pressure	X	—
High frame vibration	X	X
High crosshead vibration	X	X
High level in separator	X	X
Jacket coolant system failure	X	—
Note: The "X" indicates when the condition occurs, alarm or shutdown is recommended; "—" indicates when the condition occurs, alarm or shutdown is not recommended.		

Fuente: Tomado de "AMERICAN PETROLEUM INSTITUTO (API618)." *Reciprocating Compressors for Petroleum, Chemical, and Gas Industry Services*. Washington, D.C 2013 6th E. p. 47

4. MANTENIMIENTO DE UN COMPRESOR RECIPROCANTE

Uno de los principales problemas que se presentan en la operación de estaciones compresoras donde se trabaja con equipos reciprocantes, es el alto costo del mantenimiento, cuyo valor depende muchas veces de la planeación mal hecha, o de la falta de control en las condiciones de operación, por esta razón se establecen algunas normas básicas para tratar de mitigar el impacto negativo que se está teniendo en la industria por esta causa

4.1 RECOMENDACIONES TECNICAS

En este capítulo se tratarán temas generales relacionados con las principales partes de los compresores a las cuales se les debe hacer un mantenimiento periódico para prolongar su vida útil y asegurar el correcto funcionamiento, además se presentará unas recomendaciones hechas por la norma API 618 en cuanto a condiciones óptimas de operación de los equipos reciprocantes, buscando extender los periodos de estos mantenimientos.

La frecuencia del mantenimiento está determinada por el ambiente donde se encuentra el compresor, las cargas impuestas por el usuario y la pureza del gas.

Lo primero y más importante en la lista de mantenimiento preventivo son la conformidad con el estándar de los paquetizadores y el cumplimiento de la Lista de Verificación de Puesta en Marcha del Compresor. Se deberán cumplir todos los ítems, tanto antes como después de la puesta en marcha.

La información a continuación es solamente una guía y, como se afirma anteriormente, puede variar según las condiciones de operación. Los intervalos comienzan a contarse a partir de la fecha de puesta en marcha del equipo. Si el proveedor de aceite recomienda cambios de aceite más frecuentes, se deberán seguir los intervalos del proveedor.

Se recomienda la realización de análisis de aceite regulares. Si surge algún problema, se debe cambiar inmediatamente el aceite, determinar la causa y corregirla.

Se debe mantener un libro de registros para cada equipo. Cada ítem de mantenimiento se debe registrar en detalle, con el objetivo de que haya registros disponibles para la realización del seguimiento del costo de mantenimiento por equipo y también para la resolución de problemas.

Los registros del operador deben ser analizados por personal calificado, para que se determinen tendencias en el desempeño y/ o mantenimiento del compresor.

Los componentes principales susceptibles de hacer mantenimiento en el conjunto del bastidor son el cárter, el cigüeñal y cojinetes, las bielas, el sistema de accionamiento por cadena, las crucetas, guías y las piezas espaciadoras.

Durante cualquier mantenimiento del compresor, es indispensable que haya limpieza absoluta, incluyendo el uso de trapos que no dejen pelusas. Cuando se quiten las tapas de acceso, se debe mantener el bastidor tapado para impedir la entrada de polvo, excepto mientras se trabaja efectivamente en su interior. Todo componente que se quite debe protegerse contra objetos que puedan caer sobre el mismo y dañar o astillar su superficie de trabajo.

Cada vez que se desarme el equipo, las juntas utilizadas en puntos no presurizados se deben inspeccionar atentamente antes de su reutilización. Las juntas que estén dañadas se deben reemplazar. Las juntas ubicadas en puntos presurizados se deben reemplazar.

Se debe aplicar siempre un lubricante antiadherente a ambos lados de las juntas para facilitar su extracción en el futuro. Durante “*overhauls*” principales, se realizara el “*flushing*” del cárter.

Cuando se intercambian los lados de los cilindros de compresores de carreras opuestas, todos los componentes recíprocos se deben intercambiar, excepto las bielas. Cuando se cambia la aplicación del cilindro a una carrera que no es la opuesta o cuando se cambia a otro tamaño o tipo de cilindro, se debe recalcular el balanceo de pesos.

A continuación se presenta el listado de algunas partes a las cuales se les debe prestar atención durante los mantenimientos preventivos del equipo.

a. Cojinetes del Muñon del Cigüeñal correspondiente a la Biela²⁰:

Son cojinetes de precisión en mitades, trimetálicos (acero, bronce y babbit con recubrimiento de estaño). Una inspección visual debe ser suficiente para determinar si el cojinete está en condiciones de uso. Cualquier desgaste apreciable del babbit dejará al descubierto la capa de bronce, lo que indica la necesidad de reemplazo del cojinete. Se recomienda el reemplazo de los cojinetes siempre que se quite la tapa de cojinete.

En la biela y en su tapa hay muescas para las aletas de los cojinetes, con el objetivo de posicionar y mantener la ubicación de cada mitad del cojinete.

b. Buje de la Biela²¹:

Se debe verificar de acuerdo a las tablas del fabricante el huelgo entre el pasador de la cruceta y el buje. El desgaste del pasador se puede determinar a través de una inspección visual. El pasador hay que reemplazarlo si es necesario.

Si el reemplazo del buje es necesario, se debe limar o serrar el buje existente hasta 1/32" (1 mm) de espesor y a continuación se puede sacar fácilmente.

Una prensa es muy útil para la instalación del nuevo buje. No se debe usar martillo para forzar la entrada del buje, ya que el mismo se deformaría. Se recomienda apoyar la biela sobre la superficie de la prensa, de modo que el borde biselado del orificio del buje esté hacia arriba.

Antes de prensar el buje, hay que asegurarse de que su orificio de aceite coincida con el pasaje de aceite de la biela. El buje posee una ranura anular alrededor de su superficie exterior, alineada al orificio de aceite. Así, si el buje gira durante la marcha, el aceite aún podrá dirigirse a su superficie interior y al pasador de la cruceta. Sin embargo, durante la instalación del buje nuevo, el buje no debe tapar más de 1/3 del orificio de pasaje de aceite de la biela.

²⁰ SHELL, "Compressors – Selection, Testing and Installation". Shell International Exploration and Production, La.Haya, 2006.

²¹ SHELL, "Compressors – Selection, Testing and Installation". Shell International Exploration and Production, La.Haya, 2006.

c. Cojinetes Principales²²:

Los cojinetes se deben reemplazar si presentan señales de desgaste o marcas. El desgaste es indicado por el apareamiento del bronce a través de la superficie de babbit. Se recomienda el reemplazo del cojinete siempre que se quite la tapa de cojinete.

Si es necesario reemplazar los cojinetes, se puede fácilmente deslizar hacia fuera los cojinetes viejos. Luego se deslizan hacia dentro los cojinetes nuevos (con el extremo sin aletas primero) insertándolos en sus lugares. Posicione sus aletas en las muescas de sus asientos y de sus tapas.

d. Sistema de Accionamiento por Cadena²³:

El sistema de accionamiento por cadena es impulsado por el cigüeñal en el extremo auxiliar del bastidor. La cadena impulsa la bomba de aceite lubricante y el conjunto de lubricación forzada. La tensión de la cadena es controlada por un tensor conectado a la tapa excéntrica de ajuste. La cadena se sumerge en el aceite del cárter y en consecuencia se lubrica constantemente. En la Figura 22, se muestran los componentes del extremo auxiliar y del sistema de accionamiento por cadena.

Puede que el reemplazo de cualquier parte que pueda alterar la posición del piñón de accionamiento en el cigüeñal (por ej. cigüeñal, piñón de accionamiento), y/o la pérdida de la posición original del piñón en los componentes de la cadena de accionamiento exija el reposicionamiento de los piñones de la bomba de aceite lubricante y del conjunto de lubricación forzada. Se recomienda centrar el cigüeñal en su huelgo axial. Usando como referencia un borde recto, verificando que los piñones estén alineados con tolerancia de 1/32" (1 mm). También se puede medir la distancia de la cara interior de la tapa del extremo auxiliar a la cara más cercana del piñón de accionamiento, utilizando una buena regla de precisión.

²² SHELL, "Compressors – Selection, Testing and Installation". Shell International Exploration and Production, La.Haya, 2006.

²³ SHELL, "Compressors – Selection, Testing and Installation". Shell International Exploration and Production, La.Haya, 2006.

La cadena debe reemplazarse si la elongación excede 0,084" (2,13 mm) en un tramo de 10 pasos. Se debe elongar bajo tensión la sección de la cadena a medir, en su posición en el compresor, y medir la elongación con un calibre. Se debe sumar la lectura entre puntos exteriores de 10 rodillos a la lectura entre puntos interiores de los mismos 10 rodillos y luego dividirse por dos. Si este cálculo excede 3,834" (97,38 mm) en un tramo de 3/8 paso, se debe reemplazar la cadena. Cualquier piñón que presente fisuras debe reemplazarse.

Adicionalmente a estos puntos específicos de mantenimiento correctivo, se lista a continuación una serie de actividades periódicas que se recomiendan con el fin de que se pueda implementar un programa de mantenimiento preventivo en las empresas, el cual tendera siempre a reducir los costos de operación de los equipos instalados.

Las rutinas de mantenimiento de plantean en periodos; diarios, mensuales, semestrales o cada 4000 horas, anuales o cada 8000 horas, cada 2 años o 16000 horas, cada 4 años o 32000, cada 6 años o 48000 horas.

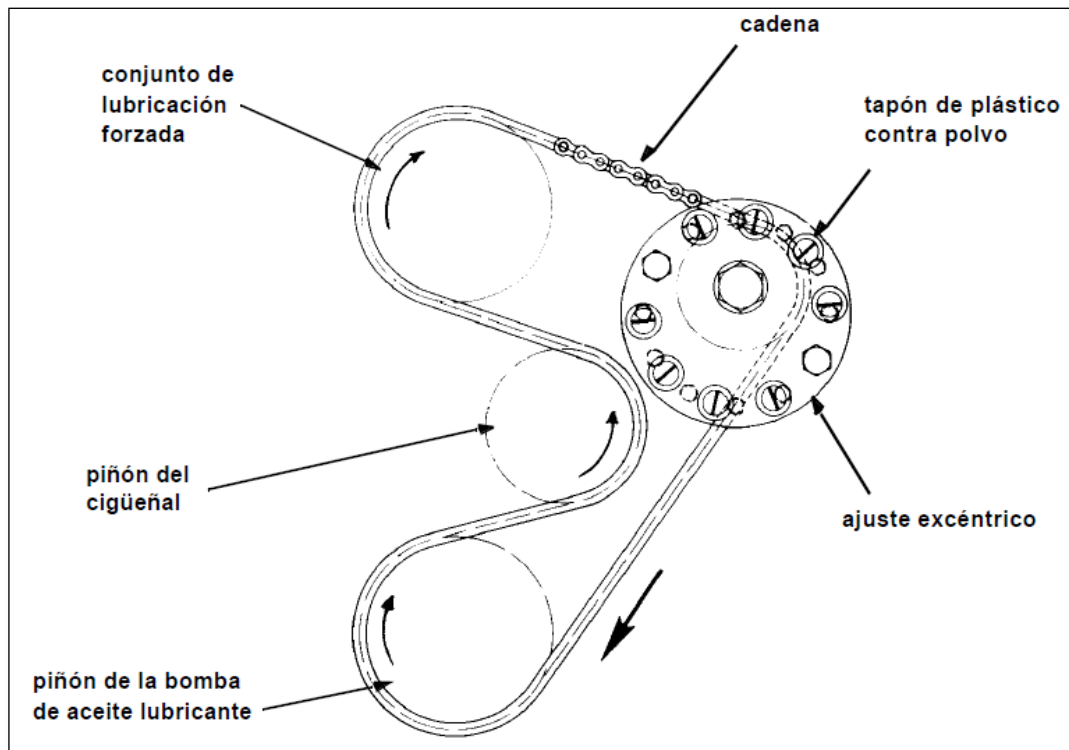
4.2 ACTIVIDADES DE MANTENIMIENTO DIARIO²⁴

- Verifique la presión del aceite del bastidor. Debe variar entre 50 y 60 PSIG (350 a 420 kPa) mientras está a temperatura de operación. La temperatura máxima de entrada de aceite al compresor es 190° F (88° C).
- Verifique el nivel de aceite del bastidor. El aceite debe estar aproximadamente a la mitad del visor de nivel mientras el compresor está

²⁴ ARIEL, "Compresores Reciprocantes de Cilindros Opuestos Balanceados para Trabajo Pesado – Manual Técnico para los modelos JG y JGA". Ariel Corporation, 2011

en marcha. Si no lo está, determine el problema y corríjalo. No lo sobrellene. Verifique si hay suficiente suministro de aceite en el tanque de soporte.

Figura 25. Sistema de Accionamiento por Cadena Típico



Fuente: Tomado de ARIEL, "Compresores Reciprocantes de Cilindros Opuestos Balanceados para Trabajo Pesado – Manual Técnico para los modelos JG y JGA". *Ariel Corporation*, 2011. P.5-13

- Verifique el indicador de tiempo de ciclo del bloque lubricador. Consulte el tiempo correcto en la placa de información ubicada en la parte superior de la caja del lubricador. Un gas muy sucio o húmedo puede requerir un tiempo de ciclo más frecuente que lo normal.

- Verifique si hay fugas en los venteos de la empaquetadura principal y secundaria. Si hay fugas, determine la causa y en caso de ser necesario, reemplace las partes internas de la empaquetadura.
- Verifique si hay alguna fuga de gas y corríjala.
- Verifique si hay alguna pérdida de aceite y corríjala.
- Verifique las presiones y temperaturas de operación. Si no son normales, determine la causa de la anomalía. Se recomienda la realización de un registro diario de las temperaturas y presiones de operación como referencia.
- Verifique los ajustes de los interruptores de paradas.
- El valor mínimo de parada debido a baja presión de aceite es 35 psi (240 kPa).
- La parada debido a alta temperatura debe estar ajustada 25° F (14° C) por arriba de la temperatura real de operación.
- Las paradas debido a alta/ baja presión se deben ajustar lo más cerca posible. Se debe considerar la capacidad de carga del vástago del equipo.
- Verifique el nivel de aceite en la caja del lubricador.
- Verifique si hay ruidos o vibraciones anormales.
- Si se usan válvulas compensadoras en el sistema de lubricación forzada, reajústelas según sea necesario para que la presión de cada sistema de bomba se mantenga.

4.3 ACTIVIDADES DE MANTENIMIENTO MENSUAL²⁵

- Verifique y confirme el funcionamiento de los interruptores de las paradas de seguridad.

²⁵ ARIEL, "Compresores Reciprocantes de Cilindros Opuestos Balanceados para Trabajo Pesado – Manual Técnico para los modelos JG y JGA". Ariel Corporation, 2011

- En los cilindros con presión nominal por arriba de 3.500 psi (24.000 kPa), quite sus cabezales y verifique la presencia de aceite en el cilindro, para garantizar que haya lubricación adecuada.

4.4 ACTIVIDADES DE MANTENIMIENTO SEMESTRAL O CADA 4000 HORAS

- Drene y reemplace el aceite de la caja del lubricador.
- Cambie el filtro de aceite en este momento, o cuando el diferencial de presión exceda 10 psi (70 kPa).
- Cambie el aceite. Puede que cambios de aceite más frecuentes sean necesarios si el ambiente es extremadamente sucio, si el proveedor de aceite lo recomienda, o si el análisis de aceite lo determina. Se pueden permitir cambios de aceite menos frecuentes si se completa regularmente el aceite debido al uso del conjunto lubricación forzada.
- Limpie el elemento sinterizado del pequeño filtro de aceite suministrado en el sistema de lubricación forzada. Tal filtro también se debe limpiar cada vez que se cambia el filtro de aceite principal.
- Limpie el filtro “Y” cuando cambie el aceite.
- Abra el bastidor cuando cambie el aceite e inspeccione visualmente si hay materiales extraños. No se recomienda el desmontaje, salvo si se identifica algún motivo.
- Vuelva a ajustar las tuercas de los espárragos de anclaje con el valor de torque correcto e inspeccione si hay alguna pata floja. Una diferencia superior a 0,002" (0.05 mm) requiere la colocación de nuevos suplementos. En tal caso, realinee en caso de que sea necesario para mantener la alineación del acoplamiento con tolerancia de 0,005" (0,13 mm) LTI.

- En los cilindros con presión nominal por arriba de 3.500 psi (24.000 kPa), inspeccione la luz entre puntas de los anillos de pistón y la luz entre puntas y la proyección radial de la banda de desgaste, si la hay. Reemplace los aros de pistón y bandas de desgaste que no cumplan con los límites máximos.

4.5 ACTIVIDADES DE MANTENIMIENTO ANUAL O CADA 8000 HORAS²⁶

- Verifique el huelgo de los cojinetes principales, el huelgo de los cojinetes de la biela y el huelgo axial del cigüeñal, utilizando una barreta y un indicador de cuadrante. Si no cumplen con los límites del fabricante reemplace los cojinetes afectados.
- Verifique el huelgo de la guía de la cruceta con láminas calibradoras. Si no cumple con los límites del fabricante, reemplace las partes afectadas.
- Inspeccione si hay discos rotos o pernos centrales flojos en las válvulas. Reemplace las partes rotas y ajuste los pernos centrales con los valores de torque del fabricante.
- Inspeccione si las áreas alesadas de los cilindros están dañadas o desgastadas. Si hay estrías, de manera que el área total de su sección transversal supera 0,001 pulg²/pulg de circunferencia del cilindro (0,025 mm²/mm de circunferencia del cilindro), se debe reemplazar o rectificar el cilindro a un máximo de 0,020" (0,50 mm). También se le debe reemplazar o rectificar si la ovalización o conicidad del cilindro supera 0,001 pulg/pulg de su diámetro (0,001 m/m del diámetro del cilindro).
- Inspeccione si los vástagos de los pistones están dañados o excesivamente desgastados. Reemplace el vástago si hay estrías o ralladuras. También reemplácelo si el desgaste supera 0,005" (0,13 mm), si la ovalización supera 0,001" (0,03 mm), o si la conicidad supera 0,002" (0,05 mm).

²⁶ ARIEL, "Compresores Reciprocantes de Cilindros Opuestos Balanceados para Trabajo Pesado – Manual Técnico para los modelos JG y JGA". Ariel Corporation, 2011

- Reacondicione las cajas de empaquetadura de los cilindros.
- Inspeccione si hay torsiones o flexiones en el bastidor, verificando los suplementos en las patas del compresor.
- Realinee en caso de que sea necesario para mantener la alineación del acoplamiento con tolerancia de 0,005" (0,13 mm) LTI.
- Verifique y recalibre todos los indicadores de temperatura y manómetros.
- Verifique y registre el desgaste del vástago del compresor.
- Engrase las roscas del eje del VVCP a través del niple, con 2 ó 3 bombeadas de grasa multiuso, utilizando un lubricador manual.
- Limpie el filtro del respiradero del cárter.
- Ajuste las cadenas de transmisión.
- Haga la prueba de presión del bloque o bloques de distribución de lubricación forzada.

4.6 ACTIVIDADES DE MANTENIMIENTO CADA 2 AÑOS O CADA 16000 HORAS²⁷

- Verifique si hay fisuras en los dientes del piñón de la cadena de transmisión del extremo auxiliar y si la cadena está excesivamente elongada.
- Reacondicione las cajas de los anillos raspa-aceite.

4.7 ACTIVIDADES DE MANTENIMIENTO CADA 4 AÑOS O CADA 32000 HORAS²⁸

- Verifique los huelgos de los cojinetes principales y de la biela, utilizando un

²⁷ ARIEL, "Compresores Reciprocantes de Cilindros Opuestos Balanceados para Trabajo Pesado – Manual Técnico para los modelos JG y JGA". Ariel Corporation, 2011

²⁸ ARIEL, "Compresores Reciprocantes de Cilindros Opuestos Balanceados para Trabajo Pesado – Manual Técnico para los modelos JG y JGA". Ariel Corporation, 2011

indicador de cuadrante y una barreta. No se recomienda el desmontaje para la verificación de los huelgos. El desmontaje se debe realizar solamente si la verificación con la barreta indica huelgo excesivo.

- Verifique con láminas calibradoras los huelgos de las guías de crucetas.
- Verifique el huelgo entre el pasador de la cruceta y su alojamiento en la cruceta y el buje de la biela, quitando el pasador de la cruceta.
- Verifique si hay desgaste excesivo en el tensor de la cadena de transmisión del extremo auxiliar.
- Verifique si hay desgaste excesivo en las ranuras de aros de pistones.

4.8 ACTIVIDADES DE MANTENIMIENTO CADA 6 AÑOS O CADA 48000 HORAS²⁹

- Reemplace los cojinetes principales y de la biela y los bujes.
- Reemplace los bloques de distribución del lubricador.
- Reemplace los bujes de crucetas.
- Reemplace el DNFT.

4.9 ACTIVIDADES DE MANTENIMIENTO PREDICTIVO

Las actividades anteriores se deben valorar dentro de un programa integral que contemple la posibilidad de su realización o no de acuerdo en su tiempo con parametros de revisión predictiva que nos diga sin necesidad de efectuar la reparación si esta se requiere o no.

Los principales programas de mantenimiento predictivo para compresores reciprocantes se resumen en las siguientes:

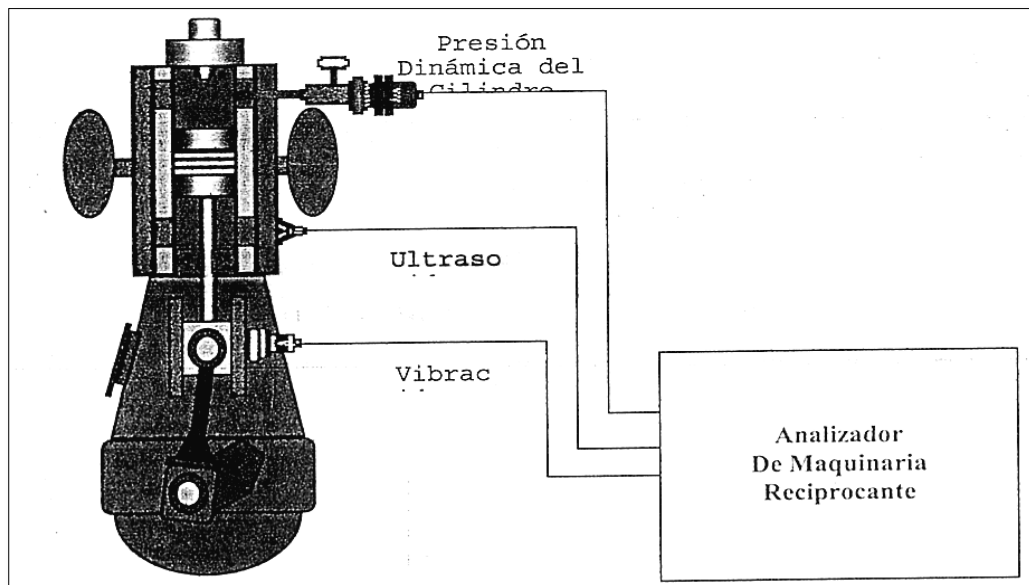
²⁹ ARIEL, “Compresores Reciprocantes de Cilindros Opuestos Balanceados para Trabajo Pesado – Manual Técnico para los modelos JG y JGA”. Ariel Corporation, 2011

Análisis de aceite: Debido a los altos volúmenes de aceite que manejan el cárter del motor y el compresor, es conveniente que su cambio o reposición se haga de acuerdo con el estado del mismo, para lo cual se pueden establecer una toma de muestras periódicas, de donde se determinara la condición del aceite antes de proceder a su cambio.

Equipos de diagnóstico: Para equipos reciprocantes como motores, compresores, existen equipos de diagnóstico que puede determinar el estado de los componentes mecánicos, utilizando las siguientes mediciones:

- Presión dinámica de los cilindros
- Posición angular del cigüeñal
- Vibraciones mecánicas
- Emisiones ultrasónicas
- Temperatura de las válvulas.

Figura 26. Esquema básico Diagnostico del equipo compresor



Fuente: Tomado de GUERRERO, Ramiro."Diseño y Operación de Sistemas de Compresión de Gas". Universidad Industrial de Santander, Escuela de Ingeniería de Petróleos. Bucaramanga, 2013. p.121

Con las anteriores mediciones el equipo de diagnóstico puede:

- Construir las curvas reales PV y Log P Vs Log V de donde calcula los valores de la Evs, Evd, ne, nc.
- El equipo de diagnóstico toma las temperaturas de succión y descarga en cada una de las válvulas.
- Con estos datos el equipo puede calcular los valores de Qs y Qd y determinar las relaciones $F.B = Qs/Qd$ y $Rn = ne/nc$ con las cuales se puede indagar sobre daños en las válvulas de succión o descarga o en los anillos del pistón si tenemos en cuenta que:
 - a. Se considera como rango aceptable $0.95 < FB < 1.95$
 - b. Se considera como rango aceptable $0.90 < Rn < 1.10$
 - c. Si $FB > 1.0$ y $Rn > 1.0$ aumento de Evs y disminución de Evd; hay fugas por válvulas de succión (ver grafica)
 - d. Si $FB < 1.0$ y $Rn < 1.0$ aumento de Evd y disminución de Evs; hay fugas por las válvulas de Descarga.
 - e. Si $FB > 1.0$ y $Rn > 1.0$ y se presenta abultamiento en la curva PV al final de la expansión e inicio de la compresión por entrada y escape de gas; hay desgaste en los anillos del pistón.
 - f. Si Td (temperatura real de descarga medida) es mayor 30°F que Tid (Temperatura ideal de descarga) hay problemas en el compresor.
 - g. Si el aumento de la temperatura de una válvula se desvía de su tendencia de aumento por desgaste, indica anomalía en la válvula.

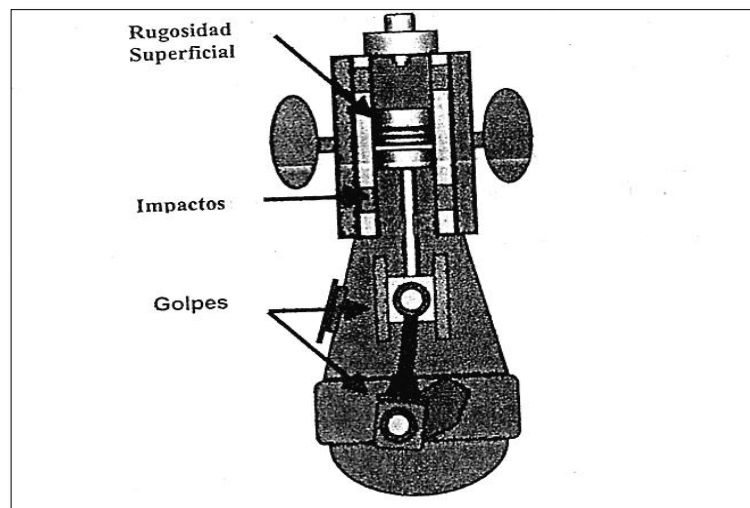
4.9.1 Análisis de vibraciones

Teniendo en cuenta que las maquinas reciprocantes manejan altas vibraciones, como consecuencia de su sistema alternativo de esfuerzos, es conveniente contar con diagnóstico periódico de vibraciones que nos permita determinar altas

vibraciones y desajustes en elementos críticos. Los equipos de diagnóstico también toman las vibraciones en los puntos críticos del compresor.

Generalmente se toman mediciones de alta y baja frecuencia en las válvulas de succión y descarga, la cruceta de los cilindros, bancada del cigüeñal y otros, para determinar las anomalías que se presentan en la figura 27:

Figura 27. Anomalías detectadas en equipos compresores por medio de mediciones de frecuencia



Fuente: Tomado de GUERRERO, Ramiro. "Diseño y Operación de Sistemas de Compresión de Gas". Universidad Industrial de Santander, Escuela de Ingeniería de Petróleos. Bucaramanga, 2013. p.124

Los resultados de vibraciones en las válvulas de succión y descarga se presentan en las gráficas respectiva PT, para evaluar los resultados de manera conjunta.

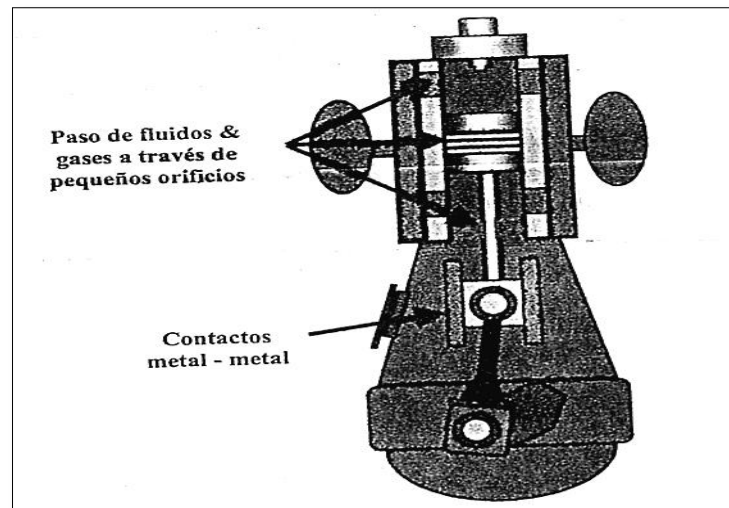
4.9.2 Mediciones de ultrasonido

Se recomienda efectuar mediciones de ultrasonido en los siguientes puntos:

- Empaquetaduras de gas

- Descargadores
- Válvulas de succión y descarga.

Figura 28. Anomalías detectadas en equipos compresores por medio de mediciones de ultrasonido



Fuente: Tomado de GUERRERO, Ramiro."Diseño y Operación de Sistemas de Compresión de Gas". Universidad Industrial de Santander, Escuela de Ingeniería de Petróleos. Bucaramanga, 2013. p.124

4.9.3 Medición temperaturas

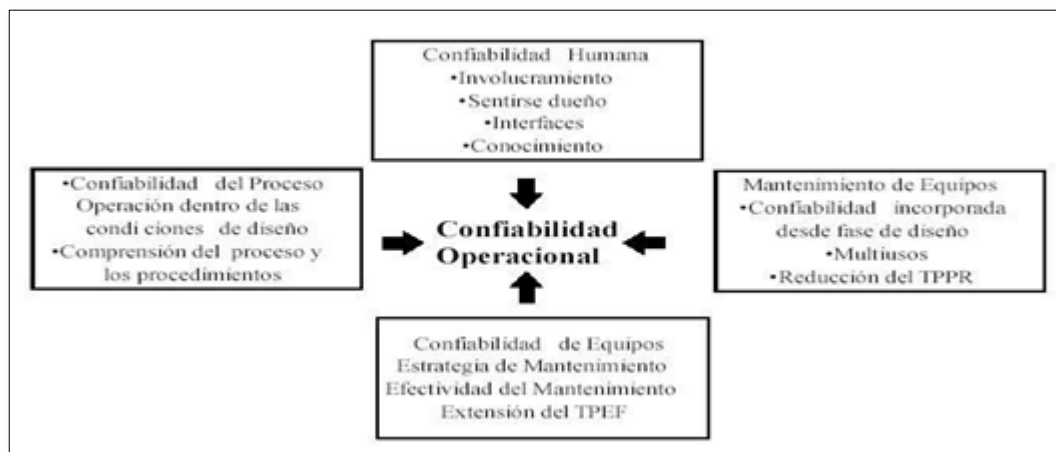
Se recomienda tomar temperaturas en:

- Las tapas de las válvulas de succión y descarga
- En las empaquetaduras.
- En las crucetas.
- En las líneas de venteo de las empaquetaduras.
- En los descargadores.

4.10 PROGRAMA GLOBAL DE CONFIABILIDAD OPERACIONAL

Cuando hablamos de confiabilidad operacional, no solo hacemos alusión a la confiabilidad inherente del equipo y a la confiabilidad que se le puede dar a un equipo mediante las estrategias y la efectividad del mantenimiento, sino a la confiabilidad de los procesos de operación mediante el aseguramiento de la operación maniobrando los equipos en las condiciones de diseño y a la confiabilidad humana lograda mediante el involucramiento, el sentido de pertenencia y el conocimiento. Siendo el principal objetivo el lograr el trabajo eficiente de una planta, el mantenimiento no puede ser una actividad aislada de la operación, la ingeniería y el montaje de los equipos, y como tal se deben involucrar las actividades técnicas de mantenimiento preventivo, predictivo y la ingeniería de mantenimiento en un programa de confiabilidad operacional que contemple las actividades mencionadas.

Figura 29. Sistema de Confiabilidad Operacional



Fuente: Tomado de GUERRERO, Ramiro. "Diseño y Operación de Sistemas de Compresión de Gas". Universidad Industrial de Santander, Escuela de Ingeniería de Petróleos. Bucaramanga, 2013. p.124

4.11 RECOMENDACIONES API 618 EN LA OPERACIÓN DE COMPRESORES RECIPROCANTES

Así como en los dos capítulos anteriores, en el presente también se establecen lineamientos generales dados por la norma API de compresores reciprocantes, para buscar el mejor punto de operación y por ende reducir los efectos de mantenimientos correctivos y reparaciones.

- La temperatura máxima de descarga prevista no debe exceder 150°C (300°F).
- Para todas las etapas del equipo y a las condiciones alternativas de carga y descarga completas, el componente de la carga combinada sobre la varilla o la biela del pistón, deben ser completamente soportadas o reversadas por el pin y el buje de la cruceta durante cada revolución completa del cigüeñal.
- El compresor debe ser capaz durante una corta duración de operar con un incremento de carga de 10% por encima del máximo permitido en la varilla esta operación debe ser limitada por la duración o menos de 30 segundos y con una frecuencia de no más de dos veces en un periodo de 24 horas.
- Las frecuencias naturales torsionales del sistema compresor-motor no debe estar dentro del 10% de la velocidad de la operación del eje o dentro del 5% de alguna de las múltiples velocidades de operación de los ejes.

4.11.1 Velocidades Admisibles

Los compresores deben ser rateados a una velocidad conservadora menor o igual a la que se conoce por parte del fabricante, para tener bajo mantenimiento y problemas bajo las condiciones de servicio en la operación. La velocidad media máxima aceptable en el pistón y la máxima velocidad rotacional aceptables pueden ser especificadas en los puntos donde la experiencia indique, los límites no pueden exceder en los servicios dados.

Generalmente, la velocidad rotacional y la velocidad del pistón de compresores en servicios no lubricados puede ser menor que estos en servicios lubricados equivalentes.

4.11.2 Temperatura de Descarga Admisible

A menos que se especifique lo contrario, la máxima temperatura de descarga prevista no debe exceder los 135°C (275°F). Este límite aplica para todas las condiciones especificadas de operación y carga.

Para servicios ricos en Hidrogeno (peso molecular menor o igual a 12) en cilindros no lubricados, la temperatura de descarga estimada no debe exceder 250°F.

Comunmente, las relaciones de compresión son altas en la primera y segunda etapas para condiciones de “full carga”. Cuando la unidad de descargada por el “Clearence” de los bolsillos en etapas bajas, las etapas altas tienen relaciones de compresión elevadas en donde la temperatura de descarga debe ser revisada en todos los puntos de carga.

La temperatura de descarga prevista, puede diferir de la temperatura de descarga adiabática dependiendo de factores tal como la potencia de entrada al cilindro, la relación de presión, el tamaño del cilindro y el efecto del refrigerante.

Generalmente en servicios de Hidrogeno tienen temperaturas de descarga altas, el deslizamiento y la característica inusual del hidrogeno, el cual puede liberar calor cuando se expande. Con potencia baja y cilindros pequeños, el aumento de la temperatura puede bajar la temperatura adiabática. Inversamente, cilindros grandes pueden resultar en un alza de temperatura adiabática.

Los límites de Temperatura aplican para las condiciones de operación. Los seteos de las válvulas de alivio y las condiciones transitorias no están incluidas.

Un dispositivo de alarma por alta temperatura de descarga debe ser provisto por cada cilindro del compresor. Si es especificado, el 100% de la descarga debe ser equipado como parte del sistema por el vendedor de estos dispositivos. Los “*setpoints*” y el modo de operación deben ser añadidos. Una valoración del riesgo puede requerir una válvula “*shutdown*” por alta temperatura.

Los “*setpoints*” recomendados para las alarmas y “*shutdown*” por temperatura de descarga están en 40°F y 50°F respectivamente sobre la máxima temperatura de descarga prevista; sin embargo el “*setpoint*” en la temperatura de descarga no debe ser superior a 350°F, para prevenir autoignición, límites de temperatura baja deberían considerarse para aire, debido al contenido de oxígeno, si el manómetro en la descarga excede 300 psig.

4.11.3 Velocidades Críticas

El proveedor del equipo debe desarrollar los estudios de torsión necesarios para demostrar la eliminación de cualquier vibración torsional, que pueda dificultar la operación de la unidad, entre el rango de velocidad de operación especificada y cualquier flujo de llenado especificado.

El vendedor debe proveer copias de estudios y debe informar al comprador de todas las velocidades críticas desde cero hasta la velocidad de disparo o velocidad sincrónica que ocurre durante la aceleración o desaceleración.

Para trenes conductores que incluyan una turbina y engranaje, los requerimientos de ISO 10437 o API 611, API 612, API 613, API 616 y API 677, son aplicables. Se deben hacer mandatorios el cálculo y evaluación de velocidades críticas. Para unidades que requieren el uso de una velocidad baja sobre el eje y el acople, se debe desarrollar un análisis por separado de la velocidad crítica lateral. Cualquier velocidad crítica lateral de una parte del eje debe ser separada por debajo del 20% de cualquier velocidad de operación y cualquier eje en el sistema.

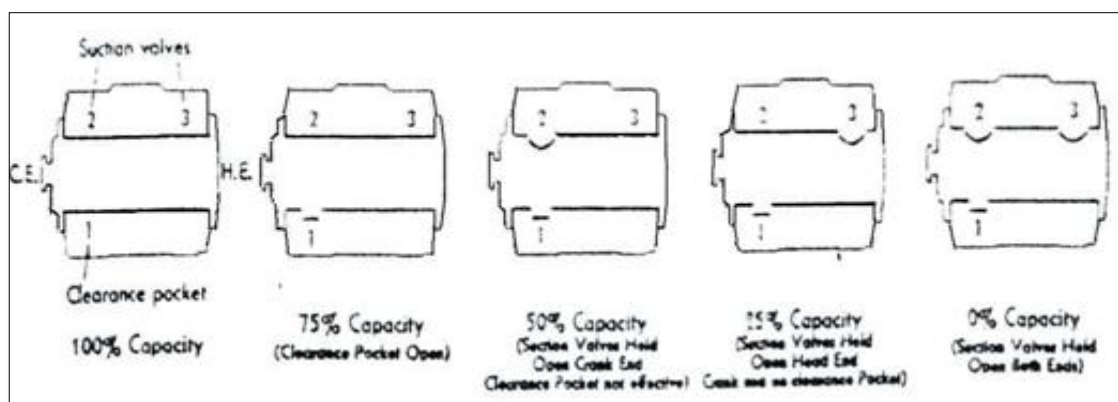
Cuando las resonancias torsionales son calculadas para descender al mínimo margen especificado, y el vendedor y comprador tienen un acuerdo para eliminar los limites de frecuencias criticas y todos los esfuerzos se han agotado, continuando con un problema en el nivel de las resonancias, un análisis de “stress” debe ser desarrollado para demostrar que estas resonancias no tendrán efectos adversos sobre el sistema motor-compresor. Las consideraciones y criterios de aceptación para el análisis deben ser acordados.

4.11.4 Operación a Flujos Variables y Velocidades Constantes

En unidades donde se controla la capacidad a velocidad constante esto se hace utilizando descargadores en las válvulas de succión o utilizando los bolsillos o utilizando “bypass”.

Al menos que se acuerde otra cosa el control de la carga del compresor se hace en cinco etapas.0%, 25%, 50%,75% y 100%. Con los descargadores se pueden efectuar en tres etapas 0%, 50% y el 100% o se puede efectuar en dos etapas el 100% y el 0%.

Figura 30. Secuencia de Operación con cinco etapas de Control



Fuente: Tomado de GUERRERO, Ramiro.”Diseño y Operación de Sistemas de Compresión de Gas”. Universidad Industrial de Santander, Escuela de Ingeniería de Petróleos. Bucaramanga, 2013. p.113

5. CONCLUSIONES

- La norma internacional API 618, entrega unas directrices generales para la selección, compra, instalación y mantenimiento de compresores reciprocantes, además de establecer las pautas con las cuales los diferentes fabricantes deben trabajar si desean entrar dentro de este estándar. Esto es importante para los ingenieros colombianos porque al conocer a fondo estas directrices, tendrán en su poder una herramienta enorme de decisión en el momento de una negociación o una intervención importante dentro de sus empresas. operadoras de gas o de ingeniería.
- La selección de un compresor se puede realizar de manera muy sencilla siguiendo la metodología planteada, lo más importante es tener claros los conceptos sobre propiedades del gas que se está manejando y las posibilidades en equipos que se pueden encontrar en el mercado. La norma API 618 da información muy clara sobre lo que el proveedor del equipo debe entregar para su correcto montaje, operación y mantenimiento, pero así mismo dice como el comprador debe especificar el compresor de acuerdo a las condiciones de operación de cada caso
- Las rutinas de mantenimiento descritas se deben tratar de cumplir a cabalidad, respetando los tiempos indicados para cada una y sin darle más relevancia a una que a otra, solo así se podrá tener una operación más confiable del equipo, lo que traduce ahorros importantes para las compañías. En caso que se hayan estandarizado programas de mantenimiento predictivo o por condición que puedan dar información del estado del equipo se deben establecer parámetros de control de variables mediante los cuales se pueda determinar cuándo se efectúan las revisiones preventivas.

Es importante que el mantenimiento de los equipos este enmarcado dentro de un programa de CONFIABILIDAD OPERACIONAL que lo involucre de manera conjunta con las actividades de operación, ingeniería y proyectos en el logro de los objetivos operacionales de la empresa.

- En la instalación del equipo se debe procurar seguir las recomendaciones estipuladas para reducir vibraciones, resonancias y sobreesfuerzos que puedan comprometer la integridad del equipo durante su funcionamiento. Siguiendo los pasos enunciados en el capítulo de instalación, los involucrados tendrán un nivel de confianza alto, puesto que allí se revisan aspectos esenciales para que la puesta en marcha y estabilización del equipo se lleve a cabo con éxito.

6. RECOMENDACIONES

- En el diseño de instalaciones de plantas compresoras de gas donde se utilicen equipos reciprocantes, se debe siempre tener en cuenta los lineamientos dados por API 618, para que el diseño sea el más eficiente y seguro, para suplir las necesidades específicas de operación.
- En la selección de un equipo compresor se debe siempre involucrar al fabricante del mismo, teniendo en cuenta que las condiciones de proceso varían según el lugar de aplicación, tipo de gas, condiciones ambientales, etc, por ende cada proyecto debe ser personalizado y no asumir instalaciones estándar que puedan estar sobredimensionadas.
- El mantenimiento y el montaje de compresores reciprocantes se puede realizar con técnicos colombianos, ya que se cuentan con toda la capacidad técnica y teórica, sin embargo las actualizaciones en el tema deben ser constantes a través de los fabricantes y de manuales como el aquí presentado.

BIBLIOGRAFIA

API. API Standard 618 - Reciprocating Compressors for Petroleum, Chemical, and Gas Industry Services. Washington, D.C.: American Petroleum Institute. 2013

ARIEL. Compresores Reciprocantes de Cilindros Opuestos Balanceados para Trabajo Pesado - MANUAL TECNICO PARA LOS MODELOS JG Y JGA. Mount Vernon - Ohio: Ariel Corporation. 2011

CAMPBELL, J. M. Gas Conditioning and Processing, Tomo II. Norman - Oklahoma: John M. Campbell and Company. 2010

GOMEZ, P. Diseño y Calculo de Compresores. Bogotá, D.C.: Instituto Tecnico Central. 2010

GPSA. Engineering Data Book Vol. I y II. . Oklahoma: GAS PROCESSORS SUPPLIERS ASSOCIATION. 2013

GUERRERO, R. Diseño y Operación de Sistemas de Compresión de Gas. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander. 2013

LIRA, R. Compresores Reciprocantes. Maracaibo: Universidad Experimental Rafael Maria Baralt. 2007

PDVSA. Manual de Diseño de Proceso – Compresores Principios Básicos. Caracas: Petróleos de Venezuela S.A. 1996

PEMEX. Especificación Tecnica para Proyecto de Obras - Compresores Reciprocantes. Mexico. D.F: Petróleos Mexicanos. 1999

SHELL. Compressors – Selection, Testing and Installation. La Haya: Shell International Exploration and Production.2006

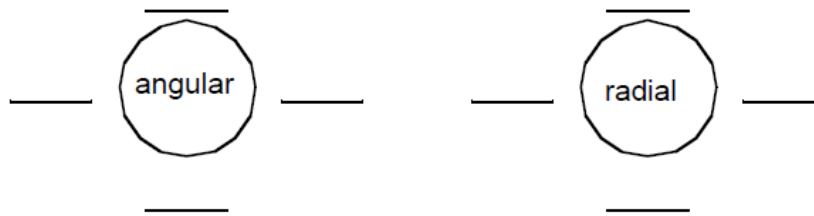
ANEXOS

Anexo A. Lista de Verificación de Puesta en Marcha

Modelo del Compresor _____ N° de serie F _____
S/N del Cilindro C- _____ C- _____ C- _____ C- _____ C- _____ C- _____
Motor _____ Velocidad Nominal _____
Paquetizador _____ N° de Equipo del Paquetizador _____
Fecha de Envío del Paquetizador _____ Fecha de Puesta en Marcha _____
Técnico _____ Cliente _____
Ubicación _____ Contacto en Campo _____
N° de Teléfono en Campo _____ Ubicación del Equipo _____
Aceite del Bastidor - Marca/Grado _____
Aceite del Cilindro - Marca/Grado _____

Anexo B. Lista de Verificación antes del Arranque

	SÍ	NO
1. ¿Están disponibles el manual de partes, el manual técnico, las herramientas especiales y los repuestos de correctos?	_____	_____
2. ¿Se verificaron las limitaciones de diseño del modelo del compresor, tales como carga sobre el vástago, velocidad máxima y mínima y temperatura de descarga?	_____	_____
3. ¿Se determinaron las condiciones de operación según el diseño? Presión, en PSIG (kPa): Succión _____ Descarga _____ Temperatura, en °F (°C): Succión _____ Descarga _____ RPM Máxima _____ RPM Mínima _____	_____	_____
4. Verificación de pata floja: ¿Las patas del compresor y soportes de guías de crucetas recibieron suplementos, de manera que no haya torsiones ni flexiones?	_____	_____
5. ¿Se verificaron los huelgos inferiores de la cruceta en todas las esquinas? Lámina Calibradora máxima de 0,0015" (0,038 mm) insertada hasta una profundidad máxima de 1/2" (12,7 mm).	_____	_____
6. Registre abajo el mínimo huelgo superior de la cruceta con la lámina calibradora. Carrera nº 1 _____ 2 _____ 3 _____ 4 _____ 5 _____ 6 _____		
7. ¿Se inspeccionaron la tubería y los soportes para comprobar que no flexionen ni tensionen el compresor?	_____	_____
8. ¿Se verificaron nuevamente los valores de torque de los pernos del acoplamiento?	_____	_____
9. ¿Se verificó la alineación entre el compresor y el motor? Máxima LTI admisible: 0,005" (0,13 mm).	_____	_____
10. Registre las lecturas del indicador de cuadrante en el acoplamiento en pulgadas en las posiciones de las 3, 6, 9 y 12 horas:		



11. ¿Se verificó el huelgo axial del cigüeñal? _____
- Regístrelo aquí: _____ pulgadas (mm)
12. ¿Se verificó el espacio muerto del pistón con láminas calibradoras? _____
- Regístrelo a continuación:
- Carrera nº1 nº 2 nº 3 nº 4 nº 5 nº 6
- HE _____
- CE _____
13. ¿Se llenó el cárter con aceite hasta el nivel adecuado? _____
14. ¿Se utilizó el aceite adecuado en el caso de condiciones ambientales extremas o de compresión de gases especiales? _____
15. ¿Funciona el control de nivel de aceite del cárter del compresor y está ajustado al nivel adecuado? _____
16. ¿Está abierta la válvula aisladora del suministro de aceite del cárter? _____
17. ¿Funciona el interruptor de parada debido a bajo nivel de aceite del cárter? _____
18. ¿Se instalaron los elementos filtrantes de aceite recomendados? _____
19. ¿Están cebados con aceite el elemento filtrante de aceite y toda la tubería de aceite lubricante? _____
20. ¿Está instalado el interruptor de parada debido a baja presión de aceite y correctamente conectado a la salida del filtro de aceite? _____
21. ¿Funciona el interruptor de parada debido a baja presión de aceite? _____
22. ¿Hay enfriador de aceite? La temperatura máxima de entrada de aceite al compresor es 190° F (88° C). _____
23. ¿Está instalado, regulado y funciona el interruptor de parada debido a temperatura de aceite del cárter? _____
24. Si se enfría el aceite, ¿hay una válvula de control de temperatura? _____
25. ¿Está limpio el elemento del respiradero del cárter? _____

26. ¿Está llena con el aceite adecuado la caja del conjunto de lubricación forzada? _____
27. ¿Se cebó/purgó el sistema de lubricación forzada? _____
28. ¿Está instalado y funciona el interruptor de parada debido a interrupción del flujo de aceite del sistema de lubricación forzada? _____
29. ¿Está instalado el conjunto de discos de ruptura del sistema de lubricación forzada? ¿Se inspeccionó el color del disco de ruptura? El estándar es púrpura = 3.250 PSIG (22.400 kPa). _____
30. ¿Se verificó la tasa adecuada de alimentación del lubricante en la placa de instrucciones del lubricador o en la Hoja de Lubricación del Cilindro del Manual de Partes? _____
31. ¿Hay en el compresor un interruptor de parada debido a vibraciones buen estado de funcionamiento? _____
32. ¿Están abiertos los venteos de la empaquetadura principal y secundaria y los venteos de la pieza espaciadora y, si es necesario, conectados a tubos que salgan del skid o del edificio? _____
33. ¿Hay algún método de control de la presión de succión? _____
34. ¿Están ajustados y funcionan los interruptores de parada debido a presión de succión, entre etapas y de descarga? _____
35. ¿Están instaladas y funcionan las válvulas de alivio de seguridad para la protección de los cilindros y de la tubería en cada etapa de compresión? _____
36. ¿Están instalados, ajustados y funcionan los interruptores de parada debido a temperatura de descarga del gas? _____
37. ¿Se despresurizaron las líneas de succión de gas para la extracción de agua, escoria, suciedad, etc.? _____
38. ¿Se instalaron filtros temporales en el lado de succión de los cilindros? _____
39. ¿Se prelubricó el compresor antes de su puesta en marcha? Los equipos con motores eléctricos deben poseer una bomba de prelubricación. _____
40. En las unidades con motores a combustión, ¿se hizo girar el equipo con el motor de arranque para asegurar que se mueve libremente? La presión de aceite debe aumentar sensiblemente cuando se hace _____

gitar el motor de arranque.

41. Para otros tipos de motor, ¿se hizo girar a mano el equipo para garantizar que gire libremente?

42. ¿Coincide el sentido de rotación del motor con la rotación indicada por la flecha?

43. En los equipos que comprimen gas combustible, ¿se purgó la tubería y el compresor para la extracción de todo el aire?

44. ¿Se observaron las instrucciones de puesta en marcha de otros equipos del conjunto?

45. ¿El representante del paquetizador hizo el repaso requerido de las instrucciones de puesta en marcha y operación del equipo con su operador?

46. ¿Se verificó el desgaste del pistón?
