

**EVALUACIÓN DEL EFECTO DEL FLUJO MÍNIMO Y MÁXIMO EN LA
OPERACIÓN DE COMPRESORES CENTRÍFUGOS**

MAURICIO ALEJANDRO ROA ESPITIA

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICOQUÍMICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA DE PETRÓLEOS
ESPECIALIZACIÓN EN INGENIERIA DE GAS
BUCARAMANGA**

2011

**EVALUACIÓN DEL EFECTO DEL FLUJO MÍNIMO Y MÁXIMO EN LA
OPERACIÓN DE COMPRESORES CENTRÍFUGOS**

MAURICIO ALEJANDRO ROA ESPITIA

**Trabajo de Posgrado para optar al Título de
Especialista en Ingeniería de Gas**

DIRECTOR

ING. NICOLÁS SANTOS SANTOS

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICOQUÍMICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA DE PETRÓLEOS
ESPECIALIZACIÓN EN INGENIERIA DE GAS
BUCARAMANGA**

2011

DEDICATORIA

El tiempo y trabajo invertido en la especialización y en la presente monografía se lo dedico a mi padre, a mi madre, a mi hermana, a mi abuelo y a JCS.

AGRADECIMIENTO

Agradezco a TIPIEL S.A. por el apoyo que me brindaron a lo largo de la especialización que será retribuido con los conocimientos adquiridos durante mis estudios.

TABLA DE CONTENIDO

1.	INTRODUCCIÓN	11
1.1.	Elementos básicos de un sistema de compresión	11
1.1.1.	Recipiente a la succión	11
1.1.2.	Compresor	13
1.1.3.	Enfriador	15
1.1.4.	Recirculación	16
1.2.	El sistema de compresión	17
2.	COMPRESORES CENTRÍFUGOS	19
2.1.	Generalidades de las curvas características	21
2.2.	Partes principales de un compresor centrifugo	22
2.2.1.	Boquilla de entrada	22
2.2.2.	Impulsor	23
2.2.3.	Difusor radial	24
2.2.4.	Voluta colectora	24
2.3.	Geometría en un compresor centrifugo	25
2.4.	Curvas Características	26
2.5.	Leyes de afinidad	27
2.6.	Velocidades en el impulsor	30
2.6.1.	Peso Molecular.	35
3.	FLUJO MÍNIMO	38
4.	FLUJO MÁXIMO	45
5.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	51
6.	BIBLIOGRAFÍA	53

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Recipiente a la Succión	12
Figura 2: Compresor	13
Figura 3: Enfriador	16
Figura 4: Elementos sistema de compresión	17
Figura 5: Entrada y salida de gas en un compresor centrifugo	20
Figura 6: Curvas características compresor centrifugo	22
Figura 7: Partes principales compresor centrifugo	23
Figura 8: Vector velocidad gas a la salida del Impulsor	31
Figura 9: Vector velocidad gas cuando aumenta el flujo de gas	33
Figura 10: Curvas de Impulsores con diferentes grado de inclinación	35
Figura 11: Efecto Peso Molecular	36
Figura 12: Curva Compresor Centrifugo a Flujo Mínimo	38
Figura 13: Trayectoria del gas desde el Impulsor a la pared del difusor	42
Figura 14: Trayectoria en el difusor con alabes difusores	43
Figura 15: Curva Compresor Centrifugo a Flujo Máximo	46

RESUMEN

TITULO: EVALUACIÓN DEL EFECTO DEL FLUJO MÍNIMO Y MÁXIMO EN LA OPERACIÓN DE COMPRESORES CENTRÍFUGOS*

AUTOR: MAURICIO ALEJANDRO ROA ESPITIA**

PALABRAS CLAVE: COMPRESORES, CENTRÍFUGOS, FLUJO MÍNIMO, FLUJO MÁXIMO, BOMBEO, CHOQUE, FLUJO CRITICO

DESCRIPCIÓN

Los sistemas de compresión han tenido un papel notable en el desarrollo industrial. Desde los principios de la revolución industrial, los compresores, han hecho posible el estilo de vida del hombre tal cual como lo conocemos hoy en día. Estos sistemas hacen posibles procesos como la producción de polietileno, los sistemas de refrigeración, la generación eléctrica, el transporte de gas, entre otras aplicaciones.

Existen principalmente dos tipos de compresores. En primer tipo se clasifican los compresores de desplazamiento positivo que en términos generales “empujan” el gas de un sistema de baja presión a uno de alta presión por medio del movimiento alternativo de pistones o por medio del movimiento continuo de mecanismos rotativos. En segundo tipo se clasifican los compresores de tipo dinámico que básicamente cuentan con alabes que giran e imprimen velocidad al gas; el gas es succionado desde un sistema de baja presión y es enviado a alta velocidad a un sistema de alta presión. Entre este segundo tipo están los compresores axiales que manejan grandes flujos pero tienen poca flexibilidad. En este tipo también están los compresores centrífugos que son más flexibles debido a que pueden manejar diversos flujos y tiene cierta tolerancia a cambios en las variables operativas. Debido a la importancia de los compresores centrífugos en la industria es conveniente conocer sus principios de funcionamiento, sus diferentes partes, su desempeño frente a variaciones operativas y sus límites operativos.

La presente monografía describe las principales partes de los compresores centrífugos, la forma como la geometría, las condiciones operativas y demás variables pueden llegar a afectar el desempeño del compresor y en ciertas ocasiones llegar a los límites operativos del equipo (flujo máximo y flujo mínimo). La operación en estos límites puede llegar a ocasionar desde altos consumos de energía como daños irreparables en el compresor.

*Monografía Especialización

** Facultad de Ingeniería Físicoquímicas, Escuela de Ingeniería de Petróleos. Especialización en Ingeniería de Gas. Director: Nicolás Santos Santos

SUMMARY

TITLE: EVALUATION OF THE EFFECT OF MINIMUM AND MAXIMUM FLOW IN THE OPERATION OF CENTRIFUGAL COMPRESSORS*

AUTHOR: MAURICIO ALEJANDRO ROA ESPITIA**

KEYWORDS: COMPRESSOR, CENTRIFUGAL, MINIMUM FLOW, MAXIMUM FLOW, PUMPING, SURGE, CHOKED FLOW, STONEWALL

DESCRIPTION

Compression systems have had a remarkable role in industrial development. Since the beginning of the industrial revolution, compressors have made current man's life style possible as we know it today. These systems make processes such as polyethylene production, refrigeration processes, electrical generation, gas transport, among other applications, possible.

Mainly there are two kinds of compressors. In the first type we classify positive displacement compressors, which basically push the gas from a low pressure system towards a high pressure system, through the alternant movement of pistons or continuous movement of rotational mechanisms. In the second type we classify the dynamic compressors, which basically have rotating blades that turn and give velocity to the gas; the gas is suctioned from a low pressure system and is sent to a high pressure system. In this second group there are axial compressors that are capable of handling large flows but with little flexibility. Also in this group there are centrifugal compressors that are more flexible as they can handle different flows and have some tolerance in changes of operational variables. Due to the importance of centrifugal compressors in the industry, it is convenient to know their functioning principles, their different parts, their performance towards operational variations and their operational limits.

This monograph describes the main parts of a centrifugal compressor, the way geometry, operational conditions and other variables can affect the compressor's performance and in some times lead to the operational limits of the equipment (maximum flow and minimum flow). Operation in these limits could cause from high energy consumptions to irreparable damages in the compressor.

* Monograph Specialization

**Physicochemical Faculty of Engineering, School of Petroleum Engineering. Specialization of Engineering the Gas Director: Nicolas Santos Engineer

1. INTRODUCCIÓN

Los sistemas de compresión han tenido un papel notable en el desarrollo industrial. Desde los principios de la revolución industrial, los compresores, han hecho posible el estilo de vida del hombre tal cual como lo conocemos hoy en día. Estos sistemas hacen posibles procesos como la producción de polietileno, los sistemas de refrigeración, la generación eléctrica, el transporte de gas, entre otras aplicaciones.

Un sistema típico de compresión cuenta con diferentes elementos que en conjunto hacen posible la compresión de un gas garantizando en cierta medida una operación segura y confiable.

1.1. Elementos básicos de un sistema de compresión

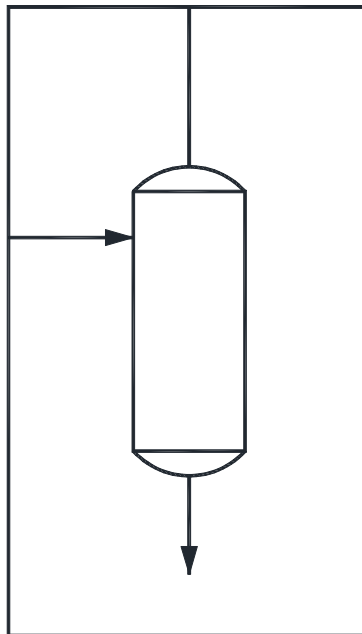
En términos prácticos el compresor en sí solo no es capaz de comprimir, el equipo requiere de ciertos elementos para su correcto funcionamiento. En las siguientes secciones se muestran los principales elementos que son necesarios para el correcto funcionamiento de un sistema de compresión.

1.1.1. Recipiente a la succión. El primer elemento es un recipiente cuya función principal es eliminar condensados que el gas lleve consigo. Debe ser claro que a cualquier tipo de compresor no debe entrar líquido pues esto ocasiona daños en los elementos del compresor así como pueden llegar a causar fallas en los empaques y sellos del equipo.

Generalmente estos recipientes son cilíndricos y pueden ser horizontales o verticales esto depende de la cantidad de líquido que venga con el gas, si se tiene un gas con grandes cantidades de condensados es más conveniente tener un

recipiente horizontal el cual permitirá que el gas tenga más tiempo para despojarse del líquido que lleve consigo. Si se tiene poco espacio en el sitio y se cuenta con un gas relativamente seco convendría el uso de un recipiente vertical.

Figura 1: Recipiente a la Succión

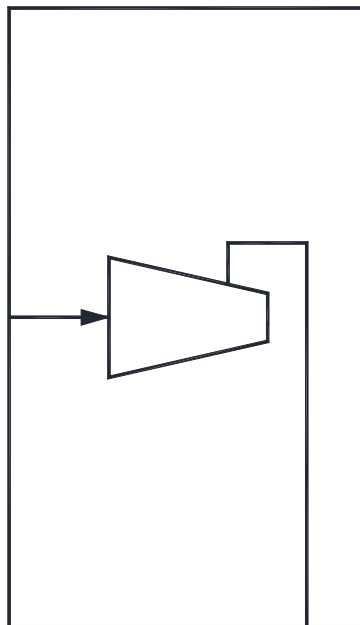


Fuente: El autor

Para cualquier recipiente a la succión de un compresor es recomendable instalar un extractor de niebla o comúnmente llamado “demister”. Este elemento cuenta con alta área superficial el cual obliga al gas a pasar por un recorrido intrincado durante el cual las trazas de líquido son retenidas y separadas obteniendo al final un gas sin trazas de líquido. Este elemento es usualmente instalado en la boquilla de salida del gas.

1.1.2. Compresor. El segundo elemento es el compresor, el cual es el principal componente del sistema, este realiza el trabajo sobre el gas para obtener una mayor presión a la descarga del equipo. Independientemente del tipo de compresor, el trabajo debe ser suministrado comúnmente por un motor o por una turbina.

Figura 2: Compresor



Fuente: El autor

En el pasado el método más popular para suministrar empuje a un compresor centrífugo fue la turbina de vapor. Las turbinas de vapor tienen la versatilidad de operar a diversas velocidades lo cual las hacía ideales para los compresores centrífugos. Esta característica hace que la velocidad se ajuste a las necesidades del sistema de compresión. Esto es conveniente cuando se cuenta con un proceso el que se requiere un amplio rango de operación. Sin embargo las turbinas han perdido popularidad debido al costo energético pues es necesario para su

funcionamiento disponer de sistemas de generación de vapor que suelen ser costosos en su operación y mantenimiento, otra desventaja es la disponibilidad del servicio de vapor y la complejidad de la operación frente a otros sistemas de empuje alternativos [4].

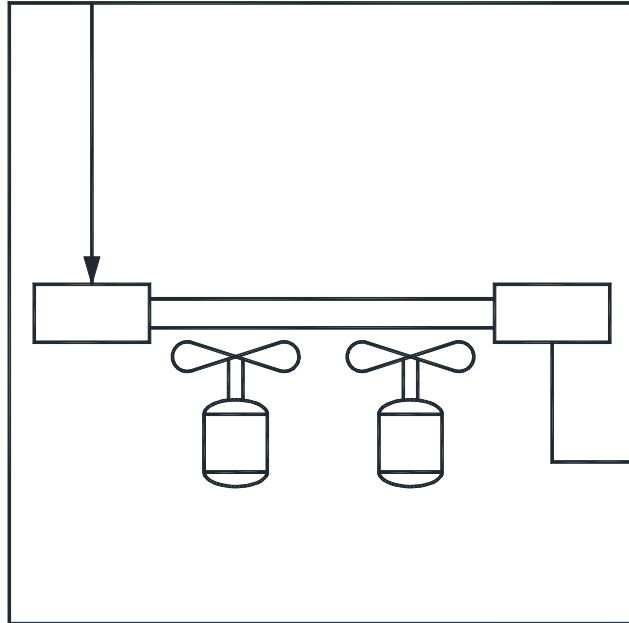
Todo esto sumado a la situación energética de hoy en día hace que se busque por sistemas más eficientes entre los cuales se encuentran los motores eléctricos. Estos sistemas en un principio no eran muy populares debido a que eran limitados a manejar una sola velocidad de rotación y también a que la energía eléctrica era más costosa que hoy en día. Sin embargo con el desarrollo tecnológico se han logrado reducir en cierta medida los costos de la energía eléctrica gracias al aumento de la eficiencia de las plantas generadoras [4]. Hoy en día es posible por medio del uso de variadores de velocidad tener motores eléctricos con velocidad variable. Todo esto ha hecho que los motores eléctricos estén ganando popularidad en diversas aplicaciones.

Otro método alternativo es el uso de turbinas de gas el cual es un sistema muy similar a las turbinas de vapor pero en este se utiliza gas combustible el cual es quemado en el interior de la turbina lo cual genera la energía necesaria para transmitirla al compresor. A estos sistemas se les puede integrar sistemas de recobro de calor, llamados sistemas de regeneración, para aumentar la eficiencia de la turbina. Sin embargo estos sistemas son muy costosos y con altos costos de mantenimiento. Otra desventaja es que usualmente las turbinas de gas son unidades estandarizadas y no son dimensionadas a las necesidades del proceso, usualmente es necesario el uso de engranajes para ajustar la velocidad, lo cual incrementa el costo del equipo y disminuye la confiabilidad del sistema debido a la inclusión de un elemento adicional. A pesar de estas desventajas las turbinas de gas son usadas en plataformas petroleras y sitios remotos donde el espacio es limitado y la energía eléctrica no está disponible [4].

Otro método es el uso de un expansor de gas el cual es un sistema que recupera parte de la energía de una corriente de alta presión en el expansor y la transmite al eje del compresor. Estos sistemas no pueden ser aplicados en todos los procesos, pues se debe contar una corriente susceptible a ser expandida. La implementación de este sistema y debe ser cuidadosamente estudiada pues sus costos de instalación y mantenimiento son altos pero es posible obtener un ahorro significativo en el consumo de energía del proceso.

1.1.3. Enfriador. El tercer elemento de un sistema de compresión es el enfriador, este elemento es un intercambiador de calor cuya función es enfriar el gas, el gas aumenta su temperatura al ser comprimido, usualmente la presión de descarga de un compresor está limitada por la máxima temperatura a la salida del equipo, esta temperatura usualmente no debe exceder los 300°F es to debido a que la eficiencia del compresor decrece con el aumento de temperatura, a que los empaques y sellos no funcionan de forma adecuada a temperaturas superiores a esta.

Figura 3: Enfriador



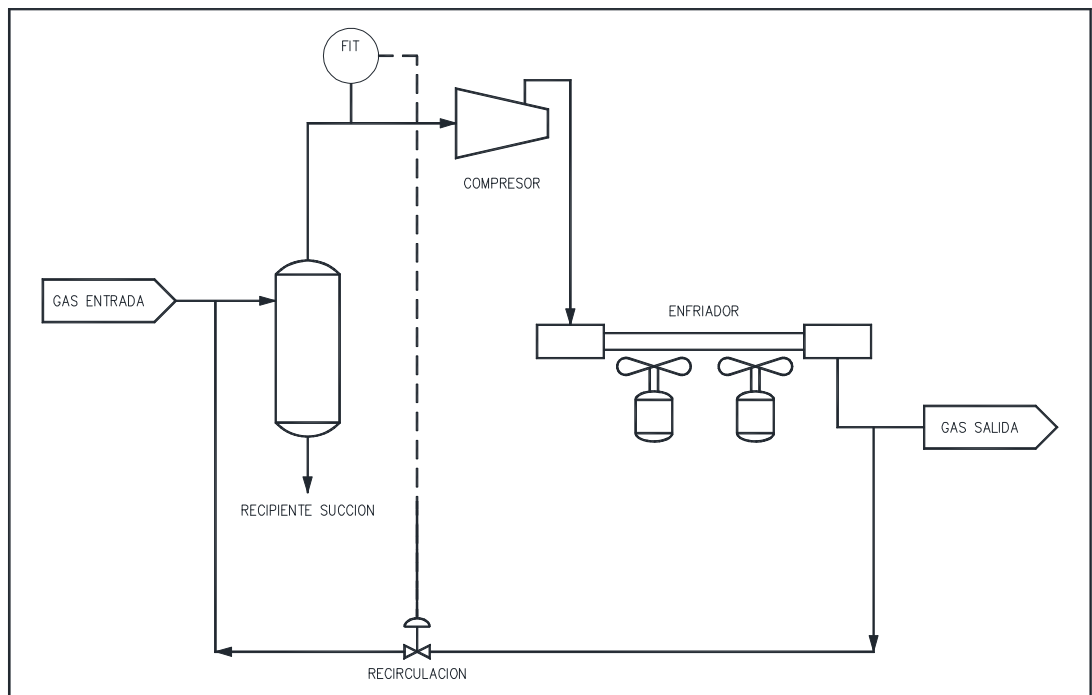
Fuente: El autor

El tipo de intercambiador usado comúnmente son aeroenfriadores que utilizan el aire atmosférico para enfriar el gas a la descarga de un compresor, la temperatura de salida del gas de proceso no está por debajo de los 120°F lo cual está limitado por la temperatura ambiental del aire usado para su enfriamiento.

1.1.4. Recirculación. Un cuarto elemento es el sistema recirculación del compresor, este sistema está compuesto por un medidor de flujo una válvula de control ubicada aguas abajo del compresor la cual descarga a la succión del recipiente de succión. Este sistema puede funcionar como regulador de flujo en sistemas sin variador de velocidad pero su función principal es evitar el régimen de flujo mínimo en el compresor.

En la Figura 4 se presenta todos los elementos de un sistema típico de compresión.

Figura 4: Elementos sistema de compresión



Fuente: El autor

1.2. El sistema de compresión

El conjunto de estos y otros elementos forman un sistema de compresión. Estos elementos aseguran la viabilidad y la estabilidad en la operación, sin embargo en algunas ocasiones es necesaria la operación en condiciones por fuera de los rangos normales de operación, por ejemplo durante el arranque y parada, o durante contingencias operaciones. Durante estas situaciones es posible que el compresor presente inestabilidades de diferente naturaleza y resulta conveniente entender los fenómenos que se presentan bajo estas condiciones, esto con el fin de determinar si es tolerable la operación en estas condiciones o definitivamente es necesaria la parada del sistema. Estas inestabilidades son síntomas de que el

compresor está operando en cercanías de sus límites operativos, uno de estos límites es el flujo mínimo, llamado muchas veces bombeo o “surge”, el otro es el flujo máximo, llamado flujo choque o “stonewall”. Los elementos internos de un compresor centrífugo, la geometría y las propiedades del gas a comprimir juegan un papel importante en el desempeño del equipo así como también determinan sus límites operativos.

2. COMPRESORES CENTRÍFUGOS

Como se mencionó un compresor centrífugo es un compresor de tipo dinámico el cual imprime velocidad al gas durante su compresión.

Es posible realizar una comparación con los compresores de desplazamiento positivo lo cuales son igualmente importantes en la industria.

Algunas de las ventajas de los compresores centrífugos frente a los de desplazamiento positivo son [1]:

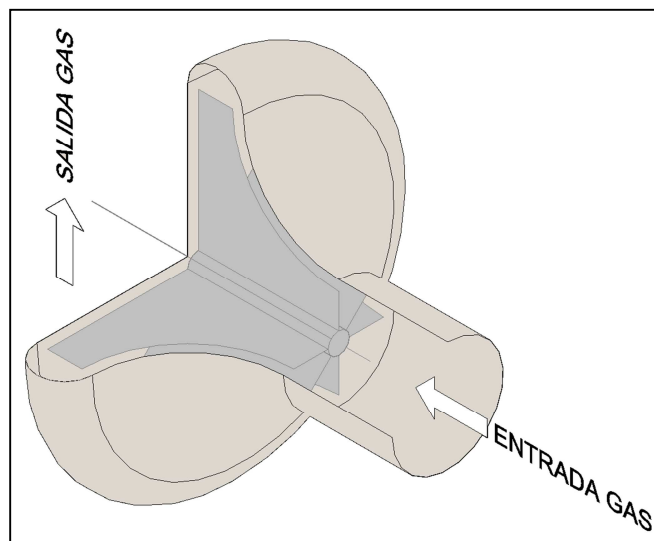
- Menor costo de mantenimiento debido a que tienen menos partes móviles susceptibles a desgaste
- Mayor continuidad de operación
- Capaces de manejar mayor flujo que compresores de desplazamiento positivo semejantes.

Algunas de las desventajas de los compresores centrífugos frente a los de desplazamiento positivo son:

- No alcanzan altas relaciones de compresión
- Menor eficiencia
- No son capaces de manejar flujos pequeños
- Más sensibles a cambios en la propiedades del gas

Como se mencionó, los compresores centrífugos son compresores dinámicos así como lo son los compresores axiales. Una de las grandes diferencias entre estos dos tipos es la forma como el gas sale del impulsor. En los compresores axiales el gas sale en dirección paralela al eje de rotación del equipo, mientras que en los compresores centrífugos el gas sale en forma radial al giro del equipo como se muestra en la Figura 5.

Figura 5: Entrada y salida de gas en un compresor centrífugo



Fuente: El autor

Es posible que un sistema de compresión este compuesto por varias etapas, o sea que la descarga de la primera etapa es la succión de la segunda etapa; la descarga de la segunda etapa es la succión de la tercera etapa, así sucesivamente. De esta forma se podría tener varias etapas en serie hasta obtener la presión de descarga necesaria.

Esto es aplicable hasta cierto punto, pues el número de etapas está limitado por la temperatura de descarga (usualmente no más de 300°F) que como se dijo

anteriormente disminuyen la eficiencia del proceso de compresión y tiene el potencial de causar problemas operativos.

Algunos equipos integran múltiples impulsores en una misma carcasa montados sobre un mismo eje, esto ayuda a reducir el espacio ocupado y el peso de una unidad multi-etapa.

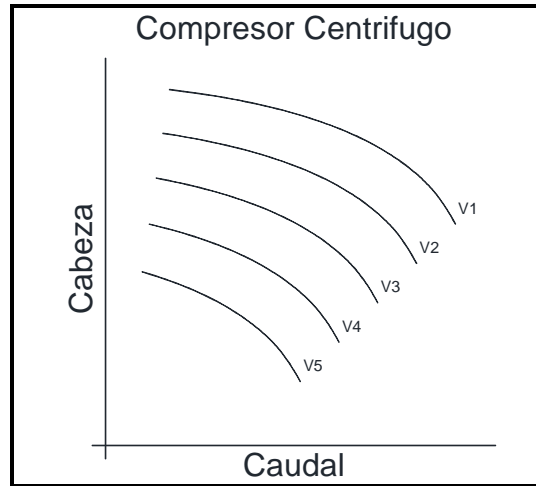
De la misma forma pueden contar con salidas y entradas de gas inter-etapa las cuales pueden ser aprovechadas para enfriar el gas entre las etapas del compresor. En este escenario es posible que el gas que ha sido comprimido y enfriado pueda generar cierta cantidad de condensados por esta razón debe contarse con mecanismos para evitar la entrada de condensados en el impulsor, esto puede llevarse a cabo colocando pequeños tambores acumuladores entre las etapas o limitando la temperatura de enfriamiento entre las mismas.

2.1. Generalidades de las curvas características

La forma como cambia la cabeza desarrollada por el equipo con el caudal está asociada con una curva llamada curva característica del compresor. Estas curvas representan el desempeño del equipo bajo diferentes condiciones. En la Figura 6 se muestra un ejemplo de estas curvas para varias velocidades de rotación.

Estas curvas son herramientas útiles en el diseño y operación de este tipo de equipos, pues nos permite predecir de forma aproximada como la cabeza diferencial cambia como respecto al flujo.

Figura 6: Curvas características compresor centrifugo



Fuente: El autor

A nivel general para compresores centrífugos esta curva tiende a ser horizontal a bajos caudales y su pendiente va aumentando a medida que el caudal aumenta

2.2. Partes principales de un compresor centrifugo

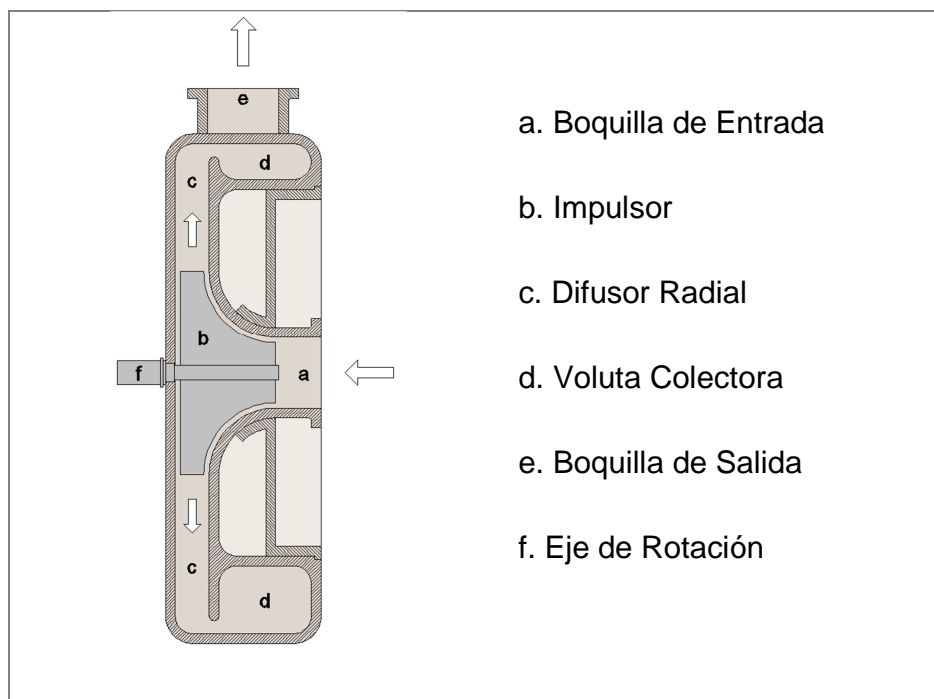
El principio de funcionamiento básico del compresor se basa en transformar la velocidad en presión. Para poder entender la forma como lo realiza es necesario conocer ciertas partes del equipo:

En la Figura 7 se describen las principales de un compresor simple de una sola etapa, sin embargo a nivel general es aplicable a compresores centrífugos más complejos:

2.2.1. Boquilla de entrada. Este elemento permite la entrada del gas al equipo, usualmente esta boquilla está conectada con una tubería que viene del recipiente

de succión del compresor. En un compresor multi-etapa esta entrada vendría de la descarga de una etapa de menor presión. En la Figura 7 se muestra la entrada de gas en forma axial, pero existen otras configuraciones donde la entrada puede ser en forma radial o en una dirección intermedia.

Figura 7: Partes principales compresor centrifugo



Fuente: El autor

2.2.2. Impulsor. Es el elemento le proporciona velocidad al gas y lo envía a la sección de descarga, el diseño aerodinámico de este elemento afecta de manera significativa la curva característica del compresor, así como la eficiencia del mismo, por esta razón este elemento es de gran importancia en el desempeño del compresor

2.2.3. Difusor radial. El difusor recibe el gas despedido a alta velocidad del impulsor y lo direcciona hacia la voluta colectora. En algunas configuraciones al interior de este difusor se instalan alabes fijos con inclinación variable cuya función es cambiar la dirección del flujo del gas despedido por el impulsor con el fin de lograr una variación en la cabeza de descarga del compresor, este elemento junto con la geometría del impulsor permite en algunos casos obtener una alta eficiencia y en otros casos permitir un control sobre la cabeza de descarga del equipo en cierto rango de variación.

2.2.4. Voluta colectora. Este elemento comunica el difusor radial con la boquilla de descarga, en esta parte del equipo la velocidad suministrada al gas por el impulsor es convertida en presión. En compresores sencillos de una etapa este elemento suele ser un canal toroidal el cual el diámetro se incrementa en su recorrido, es decir que al inicio de este canal hay una pequeña área transversal lo que hace que la velocidad del gas sea alta en este punto, a medida que el gas se desplaza por la voluta (girando alrededor de eje) su velocidad disminuye debido a que el área transversal aumenta gradualmente. Como la energía se debe conservar este descenso en la velocidad se compensa con un aumento en la presión. De esta forma la velocidad suministrada al gas es convertida en presión. Es decir que al inicio de la voluta el gas se desplaza a alta velocidad y su presión es baja; al final de la voluta el gas se desplaza a baja velocidad y su presión es alta.

Las partes mostradas pueden variar de un modelo a otro, pero en general estas partes son las típicas de este tipo de compresores.

Teniendo como base esta información básica sobre las partes de un compresor centrífugo podemos mencionar la forma como algunos de estos elementos afectan el comportamiento del equipo.

Tanto para operadores como para diseñadores es ventajoso conocer la forma como las diferentes variables pueden afectar el desempeño de un compresor. Esto brinda conceptos básicos para poder realizar diseños y operaciones más eficientes o para determinar la causa y posible solución a problemas operativos.

2.3. Geometría en un compresor centrífugo

El compresor centrífugo es una máquina cuyo principio de funcionamiento es la transformación de energía cinética (velocidad) en energía potencial (presión), esto es posible gracias al diseño geométrico del Impulsor y del Difusor Radial.

El gas es dirigido hacia el impulsor el cual, gracias a su geometría y su movimiento rotativo, le cede energía al gas la cual cuyo efecto es el aumento en la velocidad de flujo del fluido, después de esto el gas es despedido del impulsor a una alta velocidad (energía cinética) y es entonces dirigido hacia el difusor radial que se encarga de coleccionar el gas despedido por el impulsor y al mismo tiempo de direccionar el gas hacia la voluta colectora. En la voluta colectora el gas disminuye su velocidad de flujo debido al aumento del área transversal y esto ocasiona que la presión aumente, es decir que en este punto la energía cinética es convertida en energía potencial lo cual se ve reflejado en el aumento de la presión y a una disminución en la velocidad de flujo respecto a la velocidad con la que el gas sale del impulsor.

Algunos compresores centrífugos y axiales incluyen en sus diseños Alabes Difusores los cuales van montados entre el Impulsor y el Difusor Radial, generalmente estos alabes son fijos (no rotan alrededor del eje del equipo), y permiten cierta graduación en su inclinación lo cual permite cierto control sobre el desempeño del compresor; el cambio en la inclinación de estos alabes hace que cambie la trayectoria del gas en el difusor radial lo que ocasione que cambien las condiciones a la descarga del compresor.

A nivel general, la geometría afecta la forma como se transmite la energía del impulsor al gas, afecta la dirección del gas cuando sale del impulsor y sus condiciones en este punto y finalmente afecta la forma como la energía cinética es convertida en energía potencial en la voluta colectora.

El desempeño de un compresor centrífugo depende en gran medida de su geometría, esto se ve reflejado en la forma de las curvas características del mismo.

Algunas veces es posible realizar modificaciones a esta geometría mediante el uso de Alabes Difusores o mediante el cambio en el impulsor pero cuando no se cuenta con estos elementos o no se tiene la facilidad cambiarlos, la geometría es fija y la curva es una sola (a una misma velocidad de rotación).

2.4. Curvas Características

Cada compresor centrífugo tiene una curva característica a unas condiciones de operación específicas. Pero es posible que el mismo compresor tenga otras curvas características, esto sin necesidad de realizar cambios en componentes internos o modificaciones en la geometría del equipo.

Cada compresor cuenta con una familia de curvas que son características de su geometría. Cada curva de esta familia se diferencia de las demás porque es el resultado del comportamiento del compresor a una velocidad de rotación en particular. Es decir que se podrían tener tantas curvas en una familia como tantas velocidades de rotación sea capaz de manejar el compresor.

Las curvas mostradas en la Figura 6 son una familia de curvas porque con la misma geometría el desempeño del compresor sigue el comportamiento descrito por estas curvas a una velocidad determinada, si la velocidad de rotación del Impulsor es modificada, la curva necesariamente cambia, pero esta nueva curva

hace parte de la misma familia de curvas, pues en este caso la geometría del equipo no se ha modificado.

Si se llegan a realizar modificaciones a la geometría del compresor, como por ejemplo modificando la posición de los Alabes Difusores o realizando el cambio del Impulsor, las curvas resultantes serían parte de una nueva familia de curvas que estarían asociadas a la nueva geometría del compresor.

2.5. Leyes de afinidad

Cuando se realiza un estudio de algún compresor existente o de un equipo candidato para ser comprado se pueden obtener del proveedor las curvas asociadas a este equipo en particular, pero suele ocurrir que para realizar algún tipo de análisis, como por ejemplo de capacidad vs cabeza o de capacidad frente a un sistema de descarga, las curvas suministradas no cubren los puntos operativos requeridos para este análisis.

En este caso se puede recurrir al uso de las leyes de afinidad. En el estudio de equipos rotativos se han desarrollado estas leyes predicen de forma aproximada el desempeño de estos equipos a ciertas condiciones, es decir con el uso de estas leyes es posible interpolar y en algunos casos extrapolar las curvas características disponibles de un equipo.

De la Ecuación 1 a la Ecuación 3 se muestra que la capacidad (Q) es proporcional a la velocidad del impulsor (N), la cabeza (H) es proporcional a cuadrado de la velocidad del impulsor (N) y la potencia (BHP) es proporcional a cubo de la velocidad del impulsor (N), todo esto con un mismo diámetro del impulsor (D):

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{N_1}{N_2}, \text{ a D Constante} \quad \text{Ecuación 1}$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^2, \text{ a D Constante} \quad \text{Ecuación 2}$$

$$\frac{BHP_1}{BHP_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^3, \text{ a D Constante} \quad \text{Ecuación 3}$$

Donde:

- Q: Capacidad
- N: Velocidad Impulsor
- H: Cabeza Total
- BHP: Potencia al freno
- D: Diámetro Impulsor

Para la Ecuación 4, la Ecuación 5 y la Ecuación 6 ocurre algo similar que con las tres anteriores, pero estas relacionan las variables del equipo con el diámetro del impulsor a una velocidad del impulsor constante.

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{D_1}{D_2}, \text{ a N Constante} \quad \text{Ecuación 4}$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2, \text{ a N Constante} \quad \text{Ecuación 5}$$

$$\frac{\text{BHP}_1}{\text{BHP}_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3, \text{ a N Constante} \quad \text{Ecuación 6}$$

Una aplicación de estas leyes es por ejemplo se conoce la capacidad (Q), la cabeza desarrollada (H), la potencia al freno consumida (BHP) a una velocidad de rotación (N) y con un determinado diámetro de Impulsor (D). A partir de esta información y con estas formulas podríamos predecir de forma aproximada la capacidad (Q), la cabeza desarrollada (H) y la potencia al freno consumida (BHP) para una velocidad de rotación especificada (N) y/o para un determinado diámetro de Impulsor especificado (D).

Estas leyes sirven como una aproximación para determinar el comportamiento del equipo a diferentes velocidades de rotación y/o a diferentes diámetros de impulsor, pero deben ser usadas con precaución pues no son del todo exactas. Estas no tienen en cuenta las irreversibilidades del proceso ni otros factores que afectan el desempeño del compresor. En la aplicación de estas leyes debe tenerse en cuenta que no debe ser utilizadas para predecir el comportamiento de compresores multi-etapa con relaciones de compresión altas, ni en compresores que desarrollen velocidades cercanas a la velocidad sónica del gas [1].

La exactitud de los resultados de estas ecuaciones depende de que tan alejadas estén las condiciones a predecir de las condiciones iniciales de referencia.

Es decir si se quiere obtener una curva para una velocidad más alta la exactitud de la curva dependerá que tan alejada esta la velocidad base con la que se obtiene la nueva curva extrapolada.

Otra consideración que debe tenerse en cuenta es cual variable es la que se desea predecir, si por ejemplo se quiere determinar el caudal del equipo para una velocidad dos veces más grande que la velocidad de referencia vamos a obtener un caudal dos veces más grande que el caudal de referencia, pero sí que quiere obtener la cabeza desarrollada para este caso obtendremos una cabeza cuatro veces más grande debido que la velocidad se encuentra elevada al cuadrado, algo semejante ocurrirá con la potencia consumida.

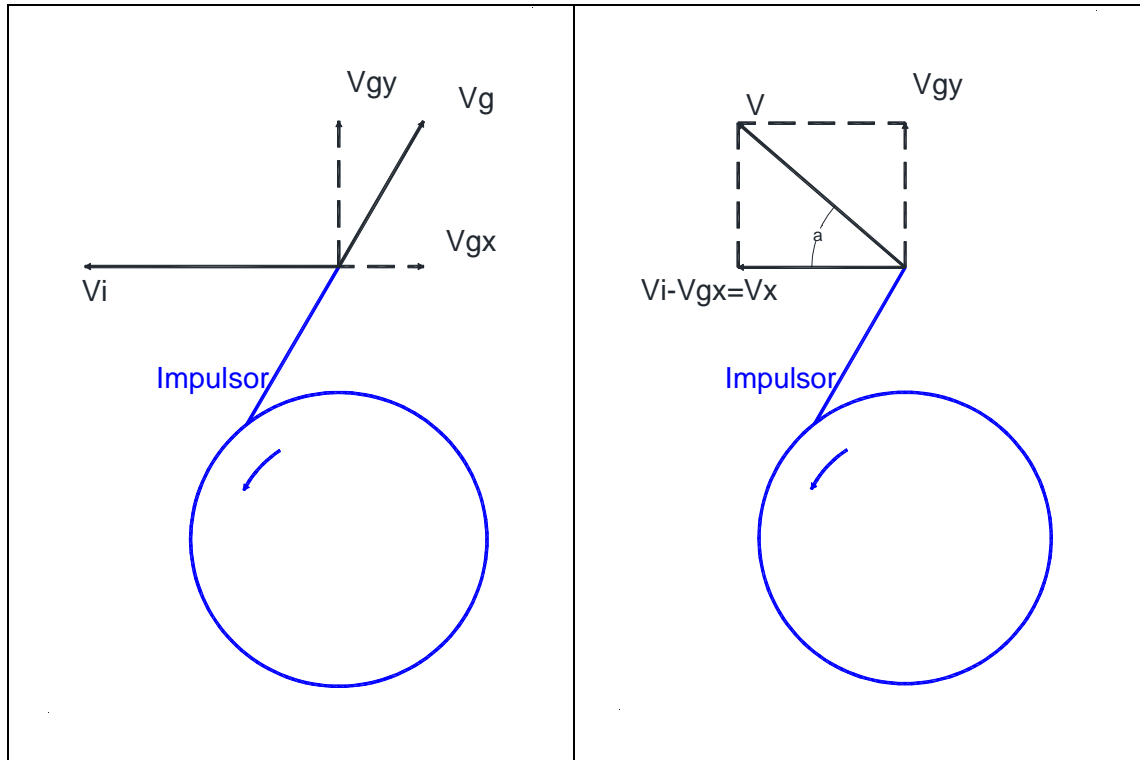
Es decir que el error es más grande para predicciones de potencia y cabeza que para predicciones de caudal.

2.6. Velocidades en el impulsor

Las curvas características de un compresor son de gran utilidad pues nos permiten realizar un acercamiento cuantitativo al desempeño del compresor en diferentes condiciones operativas sin necesidad de operar el equipo a estas condiciones o incluso sin tenerlo a la mano. Estas curvas están fuertemente influenciadas por la geometría interna del compresor. Las velocidades desarrolladas por el gas en diferentes puntos del equipo determinan la forma de estas curvas así como su pendiente característica.

La Figura 8 nos muestra los principales vectores de velocidad que determinan la velocidad absoluta del gas (V) en el extremo final de un impulsor con alabes inclinados hacia atrás.

Figura 8: Vector velocidad gas a la salida del Impulsor



Fuente: GRESH M. Theodore. Compresor Performance. 2 ed. Boston: Butterworth Heinemann. 2001, p. 33 – 42

La parte izquierda de la Figura 8 muestra la velocidad lineal de los alabes del Impulsor (V_i) y la velocidad del gas relativa al alabe del Impulsor (V_g), esta velocidad está descompuesta por los correspondientes componentes en el eje x (V_{gx}) y en el eje y (V_{gy}).

La parte izquierda presentan los resultantes de estas velocidades en el eje x (V_x) y en el eje y (V_{gy}), estos dos vectores dan como resultante la velocidad absoluta del gas (V). El ángulo de inclinación (α) de V está determinado por el ángulo de inclinación del alabe del impulsor, la velocidad del impulsor (velocidad de rotación del compresor, N) y de la velocidad del gas relativa al alabe del Impulsor (V_g , la cual es proporcional al flujo, Q)

La cabeza desarrollada por el compresor es proporcional al producto de V_i con V_x . Para una velocidad de rotación dada (N), la velocidad V_i es constante y por consiguiente, para este caso, la cabeza es proporcional a V_x , a una misma velocidad de rotación, como lo muestra la siguiente relación:

$$V_x \propto H$$

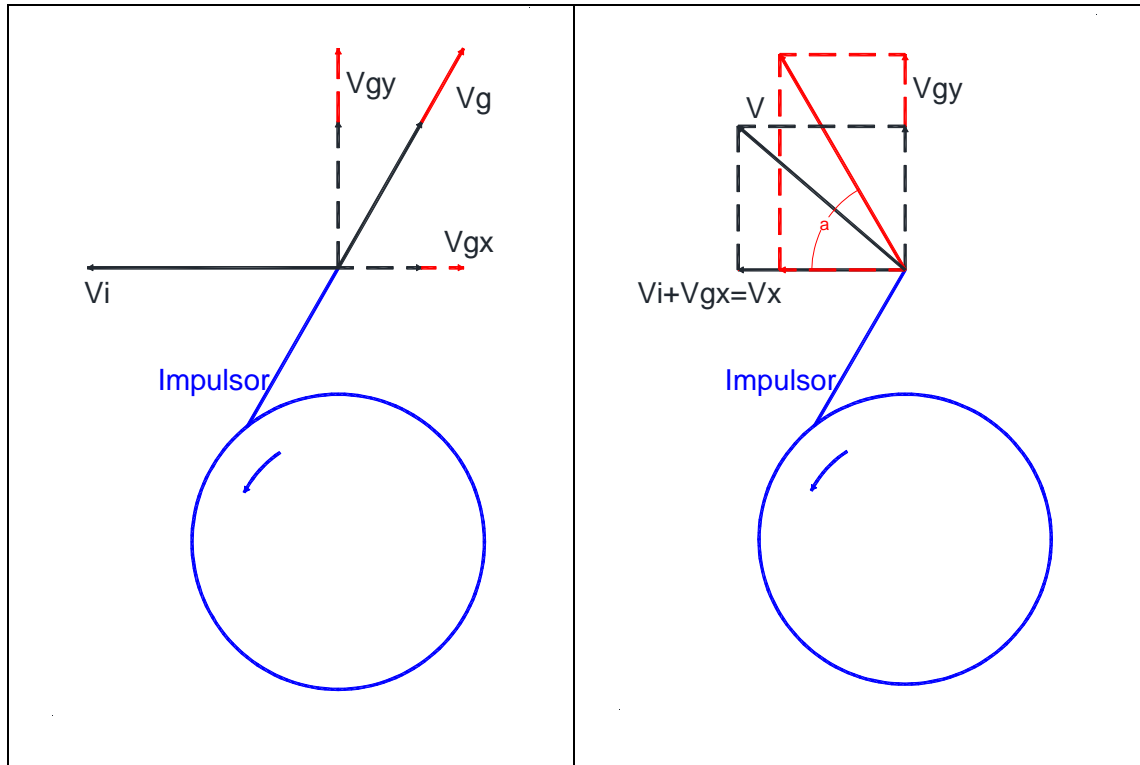
a N Constante

El flujo volumétrico de gas a través del equipo es proporcional a la velocidad del gas relativa al alabe del Impulsor (V_g), como se muestra a continuación:

$$Q \propto V_g$$

Ahora, para un impulsor de alabes con inclinación hacia atrás un aumento en el flujo de gas provoca un aumento proporcional de la velocidad V_g , lo cual se muestra de color rojo en la Figura 9. El aumento de V_g causa una reducción en la magnitud de V_x .

Figura 9: Vector velocidad gas cuando aumenta el flujo de gas



Fuente: GRESH M. Theodore. Compresor Performance. 2 ed. Boston: Butterworth Heinneman. 2001, p. 33 – 42

Este incremento en el flujo provoca que el ángulo de la velocidad resultante (a) aumente por lo que la resultante sobre el eje x (V_x) debe reducirse al aumentar el flujo.

Como V_x es proporcional a la cabeza podemos concluir que a un mayor flujo de gas se obtiene una cabeza menor, esto a una velocidad de rotación del Impulsor constante. Este comportamiento es el descrito por las curvas características mostradas en la Figura 6 para un impulsor con alabes inclinados hacia adelante.

En el caso de un impulsor con alabes radiales (alabes sin inclinación respecto al eje axial) tenemos que:

$$V_g = V_{gy} \quad \text{Ecuación 7}$$

$$V_i = V_x \quad \text{Ecuación 8}$$

$$V_{gx} = 0 \quad \text{Ecuación 9}$$

Entonces si se realiza un análisis similar, para una velocidad constante de rotación, un aumento en el flujo de gas provoca un aumento proporcional de la velocidad V_g , el aumento de V_g en este caso no afectaría la magnitud de V_x y por consiguiente desde este punto de vista no existiría variación de la cabeza desarrollada por el equipo con el flujo, pero en la práctica la cabeza se reduce a medida que el flujo aumenta a través del impulsor esto se debe al efecto de las pérdidas de fricción del gas.

Para el caso de un impulsor de alabes con inclinación hacia adelante se tendría un efecto totalmente contrario al analizado para impulsores de alabes con inclinación hacia atrás.

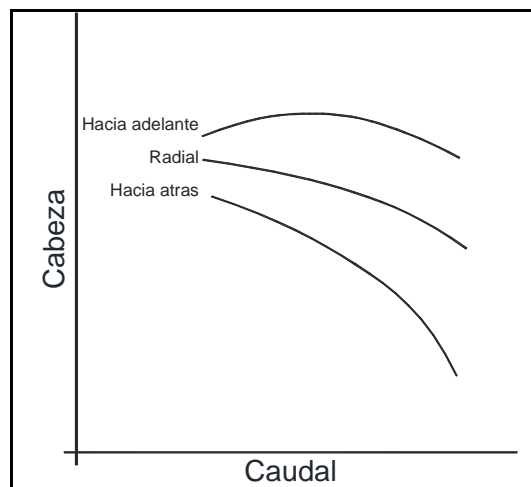
Un aumento en el flujo de gas provoca un aumento proporcional de la velocidad V_g , el aumento de V_g causa un aumento en la magnitud de V_x debido a que las velocidades V_i y V_{gx} tiene la misma dirección. En este caso un aumento en el flujo aumentaría la cabeza desarrollada por el equipo, sin embargo en la realidad este tipo de impulsores describen curvas relativamente planas que a grandes flujos muestran un descenso de la cabeza desarrollada al aumentar el flujo, esto ocasionado por los fenómenos de fricción del gas.

A nivel comparativo las curvas de de los impulsores de alabes con inclinación hacia adelante son curvas que tienden a tener pendiente positiva a bajos flujos, son horizontales a flujos intermedios y pendiente negativa a altos flujos.

Las curvas de los impulsores de alabes radiales tienden ser horizontales a bajos flujos y disminuyen su pendiente de forma gradual a medida que el flujo aumenta.

Para los impulsores de alabes con inclinación hacia atrás las curvas tienden a tener pendiente negativa y a medida que el flujo aumenta la pendiente disminuye a una mayor proporción que los impulsores de alabes radiales. En la se muestran las curvas típicas de cada uno de estos impulsores.

Figura 10: Curvas de Impulsores con diferentes grado de inclinación



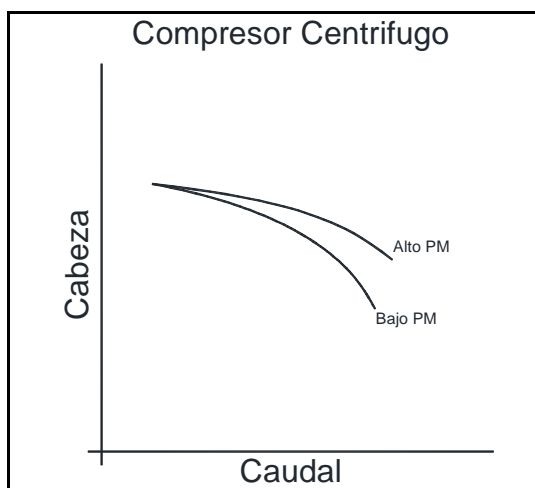
Fuente: GRESH M. Theodore. Compresor Perfomance. 2 ed. Boston: Butternworth Heinneman. 2001, p. 33 – 42

2.6.1. Peso Molecular. El peso molecular es una variable que tiene gran influencia en el desempeño del un compresor centrifugo. Supongamos que se tiene un flujo volumétrico a través del compresor, si el peso molecular del gas aumenta pero el flujo másico permanece constante tenemos como resultado que el flujo

volumétrico del gas disminuye. Esto da como resultado que la velocidad del gas disminuya al interior del equipo.

Este efecto se ve reflejado en la pendiente de la curva del equipo, como se ve en la Figura 11:

Figura 11: Efecto Peso Molecular



Fuente: HEINZ P. Bloch. Compressors and Modern Process Applications, 1 ed. New Jersey: Wiley, 2006. p. 95 – 110

El peso molecular también afecta la cabeza desarrollada por el compresor [1]. Esta ecuación calcula la cabeza desarrollada por el equipo teniendo en cuenta las propiedades del gas:

$$H_p = \frac{Z_{av} R_u T_s}{PM} \frac{R_c \left(\frac{k-1}{k \eta_p} \right)^{-1}}{k-1/k \eta_p} \quad \text{Ecuación 10}$$

Donde:

- H_p Cabeza politropica
- Z_{av} Factor de compresibilidad promedio
- R_u Constante universal de los gases
- T_s Temperatura succión
- PM Peso molecular
- R_c Relación de compresión (Presión descarga/presión succión)
- k Relación calores específicos
- η_p Eficiencia politropica

El efecto del peso molecular del gas mostrado en la Figura 11 se puede deducir de la Figura 8 y la Figura 9.

Si se tiene un gas con mayor peso molecular este gas tiene una mayor densidad, si suponemos un flujo másico constante a través del compresor, tendremos una menor velocidad del gas menor porque con una mayor densidad el gas ocupa menos volumen, esto hace que en la Figura 9, V_g sea menor y su efecto sobre V_x

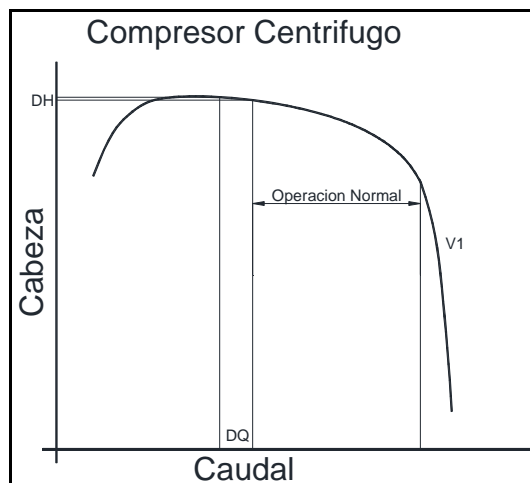
se reduzca (V_x es proporcional a la cabeza desarrollada), por esta razón las curvas mostradas en la Figura 11 tienden a tener menor pendiente con un gas de mayor peso molecular que las de menor peso molecular.

3. FLUJO MÍNIMO

En compresores Centrífugos existe un flujo mínimo por debajo del cual la operación no es estable. Bajo este régimen de flujo el equipo presenta inestabilidades en las presiones a la succión y a la descarga como también fuertes vibraciones que pueden llegar a la destrucción del equipo [4].

La Figura 12 muestra una curva extendida de cabeza vs caudal para un compresor centrífugo. La operación normal del equipo se da en la zona media de la curva donde la pendiente negativa de la curva decrece gradualmente, tal como se indica en dicha figura.

Figura 12: Curva Compresor Centrifugo a Flujo Mínimo



Fuente: El autor

El área a la izquierda de la zona de operación normal es el área de flujo mínimo, donde la operación del compresor es inestable. La curva mostrada en la Figura 12 es para una velocidad de rotación V_1 , para otras velocidades de rotación las curvas tienen un comportamiento similar, tal como se muestra en las curvas de la Figura 6. Si se quisiera tener las curvas para otras velocidades de rotación, se podrían estimar por medio del uso de las leyes de afinidad explicadas en el numeral 2.5.

Si observamos la curva de la Figura 12 notamos que si nos desplazamos desde el área de operación normal hacia el área de flujo mínimo la pendiente es negativa y después pasa a ser positiva, es decir que existe un punto de máxima cabeza en el área de flujo mínimo. También se puede ver que para esta cabeza máxima le corresponde un y solo un flujo. Este flujo se podría llamar el flujo mínimo teórico.

Si analizamos un poco más la curva se puede ver que en cercanías del flujo mínimo teórico tenemos pendientes cercanas a cero, es decir que la curva tiende a ser horizontal. Si en el área de flujo mínimo se hacen grandes variaciones en el flujo, la cabeza desarrollada cambia muy poco.

Es decir en el área de flujo mínimo la curva del compresor comienza a ser plana, es decir que cambios en el flujo a través del equipo representan cambios muy pequeños o nulos en la cabeza desarrollada por el equipo.

En la práctica el compresor comienza a presentar señales de inestabilidad a flujos mayores al flujo mínimo teórico.

Ahora, ¿qué pasaría si la contra presión del sistema en el que descarga el compresor es mayor a la presión que el equipo desarrolla?

Primero, esto va a tender a ocurrir en el área de flujo mínimo por que la contrapresión del sistema va a limitar el caudal del compresor hasta llevarlo al área de flujo mínimo.

Segundo, si se llega al caso en el que la contra presión del sistema es más alta que la presión desarrollada por el equipo ocurrirá un estancamiento del gas, es decir habrá no flujo, y después de esto podría ocurrir flujo en reversa a través del equipo.

Cuando esto pasa ocurre el primer impacto que sufre el equipo, este cambio en la dirección del flujo genera un movimiento axial que hace se golpeen los cojinetes, acoples y demás elementos mecánicos del equipo contra la carcasa del compresor.

Ahora cuando ocurre retro-flujo en el compresor la presión en la descarga del equipo desciende rápidamente debido a que el flujo de gas cambia su sentido de flujo, es decir fluye desde la descarga hacia la succión, esto hace que al mismo tiempo la presión en la succión aumente. Después de esto el flujo se estanca y de nuevo comienza a fluir desde la succión hasta la descarga como normalmente debe operar el equipo, esta recuperación del flujo es debida a que la presión en la succión aumenta hasta vencer la presión en la descarga, en este punto ocurre el segundo impacto en el equipo por el cambio en la dirección de flujo.

Finalmente la presión en la succión desciende dando paso al estancamiento del gas y subsecuentemente la ocurrencia del flujo en reversa cerrando el ciclo.

Cada ciclo de estos ocurre en poco tiempo y la destrucción del eje y las partes mecánicas del equipo puede darse en poco tiempo, por esta razón es importante nunca dejar que un compresor centrífugo llegue al régimen de flujo mínimo con el fin de evitar daños en el equipo.

Síntomas típicos de que un compresor esta en cercanías de este régimen son: vibraciones, ruidos, golpeteos e inestabilidades en las presiones en la succión y la descarga.

Adicional a esto se debe tener en cuenta que el retro flujo ocasiona el aumento de la temperatura en el compresor. Esto es causado a que cada ciclo generado por el régimen de flujo mínimo (flujo y retro-flujo) no permite que el calor generado por el proceso de compresión en el gas sea desalojado, normalmente el gas descargado tiene una mayor temperatura que el gas a la succión, esto por el trabajo de compresión, este calor es desalojado cuando el gas caliente es descargado fuera del compresor.

Sin embargo cuando ocurren los ciclos de flujo y retro flujo, el calor no es desalojado porque el gas retorna al compresor. Esto ocasiona altas temperaturas en el equipo y contribuye a generar daños en sellos, empaques y otras partes del equipo.

Existen diversos factores que ayudan a la ocurrencia del flujo mínimo. Si se observa la parte izquierda de la Figura 9 se nota que a medida que el flujo disminuye la velocidad V_g disminuye y el ángulo "a" se vuelve más pequeño, es decir que la resultante del gas a la salida del impulsor es más tangencial.

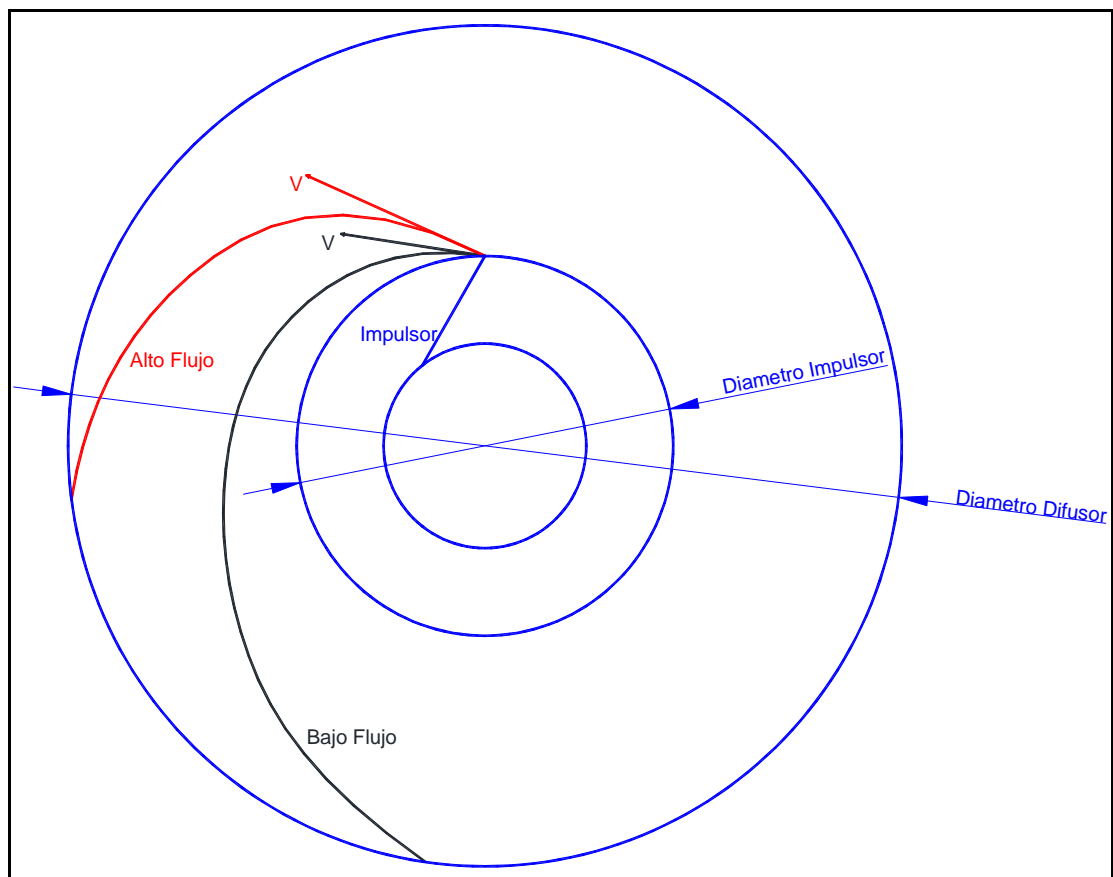
En la Figura 13 se muestra la trayectoria típica de una partícula de gas despedida por el impulsor hacia la pared del difusor.

El gas normalmente debe recorrer un espacio comprendido entre el impulsor y la pared del difusor, la longitud de este recorrido depende del ángulo "a" (mostrado en la Figura 8 y la Figura 9) este ángulo se hace más pequeño a medida que el flujo se reduce, esto hace que el vector de velocidad "V" sea más tangencial respecto a la trayectoria de rotación del impulsor.

En la Figura 13 se compara las trayectorias del gas a través del difusor para un alto flujo y para un bajo flujo.

Cuando se tiene un bajo flujo el vector “V” es más tangencial ocasionando que la trayectoria del gas tenga un recorrido más largo comparándolo con el recorrido que haría el gas a un mayor flujo.

Figura 13: Trayectoria del gas desde el Impulsor a la pared del difusor



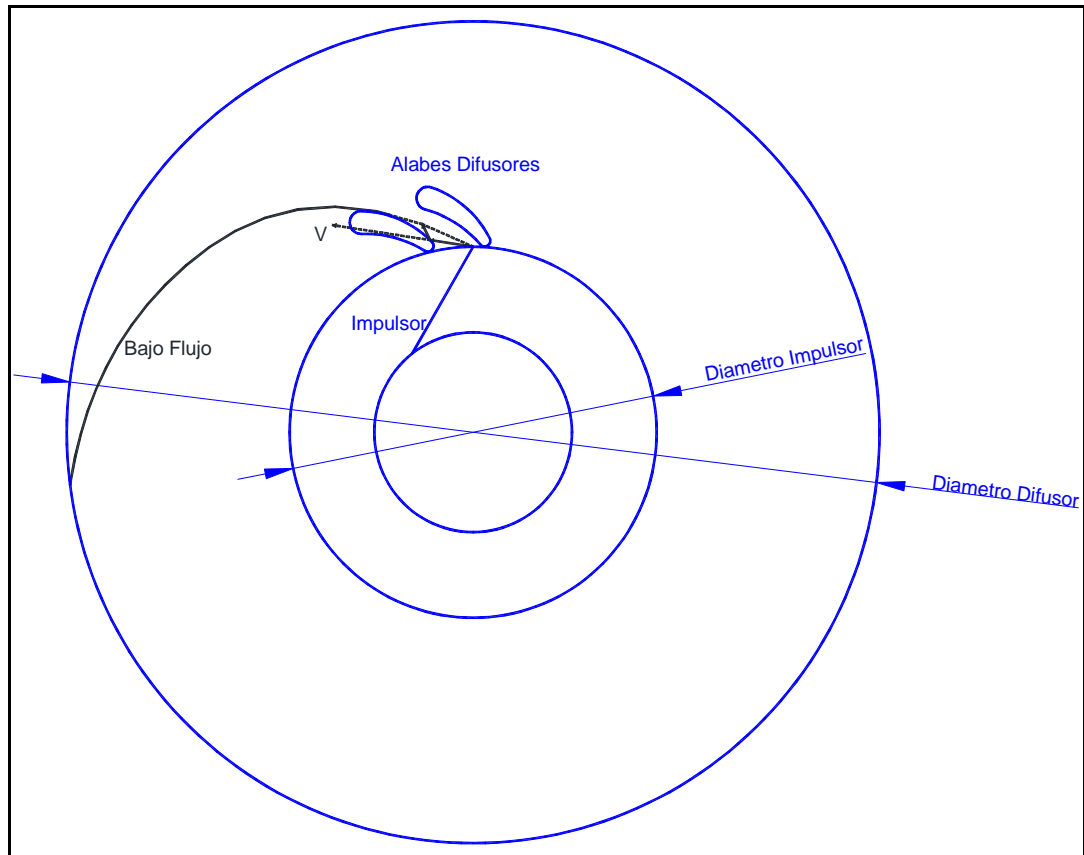
Fuente: GRESH M. Theodore. Compresor Performance. 2 ed. Boston: Butterworth Heinemann. 2001, p. 33 – 42

Cuando se tiene un mayor recorrido del gas en el impulsor se obtienen mayores pérdidas por fricción en el difusor que pueden llegar a tal punto en el que estas pérdidas sean mayores que la cabeza desarrollada por el compresor para este flujo y por consiguiente no habría la suficiente presión para desalojar el gas del difusor.

En este punto se presentaría un fenómeno de estancamiento del gas que subsecuentemente generaría los ciclos de flujo y retro-flujo explicados anteriormente ocasionando los síntomas de inestabilidad mencionados.

Una forma de evitar la ocurrencia del flujo mínimo es por medio del uso de alabes difusores con los cuales se puede controlar la dirección del vector de velocidad "V" logrando disminuir la trayectoria del gas a través del difusor. Ver figura Figura 14.

Figura 14: Trayectoria en el difusor con alabes difusores



Fuente: GRESH M. Theodore. Compressor Performance. 2 ed. Boston: Butterworth Heinneman. 2001, p. 33 – 42

Al controlar la dirección del vector de velocidad “V” se pueden lograr menores pérdidas por fricción y una mayor eficiencia del compresor, sin embargo estos elementos disminuyen el rango de operación del equipo pues los paneles inducen un estancamiento del gas a través del difusor lo que a lo largo disminuye la capacidad neta del equipo.

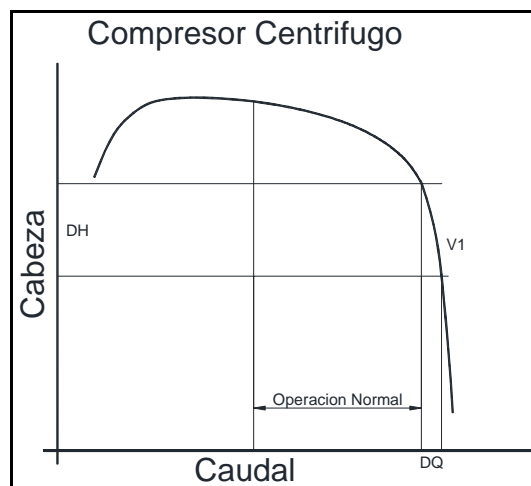
4. FLUJO MÁXIMO

En compresores Centrífugos existe un flujo máximo por encima del cual la operación del equipo se hace ineficiente. Bajo este régimen de flujo el equipo presenta grandes consumos energéticos sin obtener mayores presiones a la descarga ni un aumento apreciable en el flujo de gas descargado.

La Figura 15 muestra una curva extendida de cabeza vs caudal para un compresor centrífugo. La operación normal del equipo se da en la zona media de

la curva donde la pendiente negativa de la curva decrece gradualmente, tal como se indica en dicha figura.

Figura 15: Curva Compresor Centrifugo a Flujo Máximo



Fuente: El autor

El área a la derecha de la zona de operación normal es el área de flujo máximo, donde la operación del compresor es ineficiente. La curva mostrada en la Figura 15 es para una velocidad de rotación V_1 , para otras velocidades de rotación las curvas tienen un comportamiento similar, tal como se muestra en las curvas de la Figura 6.

Si observamos la curva de la Figura 15 notamos que si nos desplazamos desde el área de operación normal hacia el área de flujo máximo la pendiente negativa de la curva rápidamente disminuye hasta tal punto que llega a ser casi vertical, en esta área existe un límite de flujo el cual no puede ser sobrepasado, este límite operativo es conocido como "stonewall" o flujo máximo.

En el área de flujo máximo cuando ocurren pequeñas variaciones en el flujo se presentan grandes variaciones en la cabeza desarrollada por el equipo, esto puede sonar ventajoso pero para lograr esto es necesario grandes altas velocidades de rotación en el impulsor del equipo lo cual implica grandes consumos energéticos en el equipo. Es decir que para lograr un aumento en el flujo volumétrico de gas en el equipo es necesarias altas velocidades de rotación y altos consumos energéticos.

En la práctica cuando se tienen altas velocidades de rotación, el compresor podría mostrar señales de vibración, estas vibraciones están asociadas al diseño del eje del impulsor y no están asociadas a los fenómenos de flujo sónico que ocurren en el gas comprimido.

Ahora nos podríamos preguntar ¿Por qué aparece este flujo límite en la operación del compresor?

Pues esto está dado por que en el interior del compresor el gas alcanza velocidades de flujo cercanas a la velocidad del sonido en el gas comprimido.

Recordemos que el sonido es una onda mecánica y su velocidad depende del medio en que se propaga, por esta razón la velocidad del sonido es característica de cada gas, esta velocidad es conocida como la velocidad sónica del gas.

La ecuación que define la velocidad del sonido en un gas ideal se muestra a continuación [4]:

$$C = \sqrt{\frac{kRT}{PM}}$$

Ecuación 11

Donde:

- C: Velocidad del sonido en el gas
- k: Capacidad Calorífica
- R: Constante Universal de los Gases
- T: Temperatura
- PM: Peso Molecular del gas

Una relación útil cuando se habla de velocidades sónicas es el número de Mach, el cual es la relación de la velocidad del gas sobre la velocidad sónica del gas:

$$M = \frac{Vg}{C}$$

Ecuación 12

Donde:

- M: Numero de Mach
- Vg: Velocidad del gas

- C: Velocidad del sonido en el gas

El número de Mach nos permite darnos una idea de que tan cercanos estamos de la velocidad sónica del gas sin importar el tipo de gas que estemos analizando.

Ahora, si analizamos la velocidad de flujo de un fluido en una tubería podemos darnos cuenta que esta velocidad depende del flujo volumétrico y del área transversal de la tubería, como se muestra en la Ecuación 13:

$$V = \frac{Q}{A} \quad \text{Ecuación 13}$$

Donde:

- V: Velocidad de flujo
- Q: Flujo Volumétrico
- A: Área transversal al flujo

Algo similar ocurre al interior del compresor, cuando es gas fluye por las diferentes partes del compresor éste tiene una velocidad de flujo determinada, la cual depende del flujo volumétrico de gas y del área transversal al flujo de gas. Es decir que si suponemos que el flujo volumétrico al interior de un compresor permanece constante las máximas velocidades serán alcanzadas en los puntos donde exista menor área transversal de flujo pues esta área es inversamente proporcional a la velocidad de flujo.

Ahora, ¿y por qué el flujo volumétrico no aumenta significativamente a velocidades cercanas a la velocidad sónica del gas?

Es una pregunta que puede responderse por medio de un ejemplo sencillo.

Supongamos que se tiene un gas fluyendo por una tubería de diámetro constante, a la entrada de la tubería este gas tiene cierta energía la cual es proporcional a su presión.

A lo largo de la tubería el gas va perdiendo esta energía debido principalmente a los fenómenos de fricción que ocurren entre la tubería y el gas, esto se ve reflejado en la caída de presión del gas a lo largo de la línea, al final del recorrido de la línea la presión es menor que al inicio, es decir que haciendo un balance energético general, la energía que el gas tiene al inicio es igual a la energía con la que sale de la tubería mas la energía disipada por las pérdidas por fricción generadas al interior de la tubería.

A bajas velocidades de flujo los fenómenos de fricción tienen un bajo impacto sobre la energía del gas (su caída de presión es relativamente baja) pero a medida que la velocidad aumenta y se acerca a la velocidad sónica del gas estos fenómenos se hacen más grandes hasta tal punto que a pesar de suministrar energía al gas su flujo no aumenta, es decir que esta energía suministrada al gas es disipada por los fenómenos de fricción que se hace mas grandes a mayores a velocidades.

Las altas velocidades van a tender a ocurrir en puntos con poca área de flujo, en un compresor centrífugo este fenómeno va acompañado de un gran deterioro en el desempeño del compresor generando altos consumos energéticos. Las velocidades del flujo del gas al interior de un compresor dependen directamente de la geometría del equipo y de las propiedades del gas [5].

Las propiedades del gas afectan la ocurrencia del flujo máximo por que de ellas depende el valor de la velocidad del sonido, como se muestra en la Ecuación 11.

Si se tiene un gas con un alto peso molecular, este tendrá una velocidad sónica menor en comparación un gas con poco peso molecular, es decir que el límite de flujo máximo en un compresor con un gas con alto peso molecular ocurrirá a una menor velocidad y por consiguiente a un menor flujo. De forma similar ocurrirá con gases a bajas temperaturas, pues la temperatura es proporcional a la velocidad sónica del gas. Pero estos efectos tienen poco efecto sobre la velocidad sónica del gas debido a la raíz cuadrada que aparece en la Ecuación 11. En General el peso molecular afecta más significativamente la forma de la curva característica del compresor tal como se mostro en la sección 2.6.1.

La operación de un compresor bajo el régimen de flujo máximo a nivel general no tendría mayores efectos sobre el equipo, sin embargo se debe tener en cuenta que un compresor trabajando bajo este régimen necesariamente debe tener una alta velocidad de rotación, lo cual podría presentar problemas en el eje del equipo a tal nivel que puede llegar a dañarlo si se sobrepasa la velocidad máxima recomendada por el fabricante del eje y del impulsor.

Los efectos que se esperan de una operación en este régimen son alto consumo energético, baja cabeza desarrollada por el equipo, potenciales vibraciones y daño del eje del impulsor debido a altas velocidades de rotación. En la práctica se suele no exceder del 0.85 al 0.9 del flujo de diseño lo cual limita la aparición del flujo sónico en el gas [2].

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

- Durante operación un compresor puede desviarse de sus condiciones de diseño, cuando esto ocurre es posible que se presenten inestabilidades y vibraciones en el equipo, estos son síntomas claros que se está operando en cercanías de los límites del equipo, ya sea el flujo mínimo o el flujo

máximo, la ocurrencia de estos fenómenos a un determinado flujo dependen principalmente de la geometría del impulsor como de los elementos internos del compresor. Estos juegan un papel importante en el desempeño de un compresor centrífugo.

- Tanto para operadores como para diseñadores es ventajoso conocer la forma como diferentes variables pueden afectar el desempeño de un compresor. Esto puede darles conceptos básicos para poder realizar diseños y operaciones más eficientes o para poder determinar la causa y posible solución a problemas operativos.
- El flujo mínimo aparece cuando la curva del compresor comienza a ser plana, es decir en partes donde grandes cambios en el caudal generan pequeños cambios en la cabeza desarrollada por el equipo. Un compresor entra en régimen de flujo mínimo cuando la presión diferencial impuesta por el sistema excede la presión diferencial desarrollada por el equipo. Bajo este régimen se presenta retro-flujo y seguidamente flujo hacia adelante lo cual genera inestabilidad en la operación. Las vibraciones generadas por el movimiento axial del eje del impulsor ocasionadas por el flujo mínimo pueden llegar a causar daños en los sellos, empaques internos, daños en el impulsor e incluso en el eje del compresor.
- El flujo máximo aparece cuando la curva del compresor comienza a ser vertical, es decir en partes donde pequeños cambios en el caudal generan grandes cambios en la cabeza desarrollada por el equipo. Esto ocurre cuando el gas en algún punto del equipo se encuentra a velocidades cercanas a la velocidad sónica, esto ocasiona en el equipo un rápido descenso de la eficiencia, la cabeza desarrollada disminuye y el caudal no aumenta. El flujo máximo en un compresor no llega a ser destructivo por sí mismo, un compresor puede funcionar sin graves daños bajo este régimen, sin embargo altas velocidades en el eje del equipo pueden llegar a

ocasionar vibraciones y daños que no están asociados a la velocidad del gas sino a la velocidad de rotación del eje del equipo.

- Las propiedades del gas afectan la aparición del flujo máximo o flujo mínimo en operación. El efecto de las propiedades del gas deben tenerse en cuenta a la hora de realizar un cambio de gas en la operación de un compresor centrífugo.

6. BIBLIOGRAFÍA

- [1]. GAS PROCESSORS SUPPLIERS ASSOCIATION. Engineering Data Book. 1998, 11 ed. (electrónica). p. 13-1 – 13-48

- [2]. GRESH M. Theodore. Compresor Perfomance. 2 ed. Boston: Butternworth Heinneman. 2001, p. 33 – 42
- [3]. HEINZ P. Bloch. Compressors and Modern Process Applications, 1 ed. New Jersey: Wiley, 2006. p. 95 – 110
- [4]. LEVENSPIEL Octave. Flujo de Fluido e Intercambio de Calor. 1 ed. Barcelona: Reverte. 1998. p. 40
- [5]. PAUL C. Hanlon. Compressor Handbook. 1 ed. New York: Mc-Graw Hill. 2001. p. 3.20 – 3.36
- [6]. ROYCE N. Brown. Compressors: Selection and Sizing. 3 ed. New York: Elseiver. 2005. p. 181 – 223