



29
24

**UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTONOMA DE MEXICO**

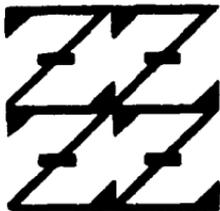
**Facultad de Estudios Superiores
ZARAGOZA**

**LA IMPORTANCIA DEL CONTROL
"ANTISURGE" EN LA OPTIMIZACION
OPERATIVA DE LOS EQUIPOS DE
COMPRESION CENTRIFUGA**

REPORTE DE SEMINARIO

**Que para obtener el Título de:
INGENIERO QUIMICO
p r e s e n t a**

RAFAEL AGUSTIN MUSTIELES AGUIRRE



**Director del Trabajo:
M en C Alejandro Ruiz - Cancino**

México, D. F.

1995

FALLA DE ORIGEN



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.



UNIVERSIDAD NACIONAL
AVENIDA DE
MEXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS
SUPERIORES "ZARAGOZA"

JEFATURA DE LA CARRERA
DE INGENIERIA QUIMICA

C. RAFAEL AGUSTIN MUSTIELES AGUIRRE
P R E S E N T E.

En respuesta a su solicitud de asignación de jurado para el Examen Profesional, le comunico que la Jefatura a mi cargo ha propuesto la siguiente designación:

PRESIDENTE: ING. FERNANDO HERRERA JUAREZ
VOCAL: M. en C. ALEJANDRO RUIZ CANCINO
SECRETARIO: ING. GONZALO RAFAEL COELLO GARCIA
SUPLENTE: ING. ARTURO ENRIQUE MENDEZ GUTIERREZ
SUPLENTE: ING. GENARO SANCHEZ RAMOS

A T E N T A M E N T E
"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"
México, D.F., 11 de agosto de 1994

M. en C. ALEJANDRO RUIZ CANCINO
JEFE DE LA CARRERA DE INGENIERIA QUIMICA

Irm

Este trabajo fue presentado en el XXX Congreso Mexicano de Química de la Sociedad Química de México dentro del área "Industria e Ingeniería Química"; que se celebró del 16 al 20 de octubre de 1994 en la ciudad de Cancún Q.Roo.

**EL PROBLEMA MAS IMPORTANTE NO RADICA EN
ENTENDER LAS LEYES QUE GOBIERNAN EL MUNDO
OBJETIVO Y ASÍ SER CAPAZ DE EXPLICARLO;
CONSISTE EN APLICAR EL CONOCIMIENTO DE
ESTAS LEYES DE UNA FORMA ACTIVA PARA
CAMBIAR AL MUNDO ...**

MAO TSE-TUNG.

A la memoria de mi padre, quien me enseñó hace tiempo que la ingeniería no es solamente una actividad humana creativa... Implica una sensibilidad diferente para pensar, actuar y ver la vida !...

A mi madre, quien con su Inmenso amor y apoyo incondicional fue motor fundamental para la realización de este trabajo...

A Lorenzo Vergara L., Francisco Fernández de C., y Fernando Agraz R. de quienes recibí ayuda indispensable para finalizar el proceso de titulación...

A Fernando Herrera J., Alejandro Ruiz-Candino, G. Rafael Coello G., Arturo E. Méndez G. y Genaro Sánchez R. por sus valiosos comentarios, que en definitiva enriquecieron el contenido de la versión preliminar de este trabajo...

A todos ellos... Gracias.

ÍNDICE.

Pág.

FIGURAS	v
NOMENCLATURA	vi
SIMBOLOGÍA	vii
1. RESUMEN.	1
2. INTRODUCCIÓN.	2
3. CONTROL ANTISURGE EN COMPRESORES CENTRÍFUGOS.	6
3.1 TEORÍA BÁSICA DE CONTROL ANTISURGE.	8
3.2 CAMBIOS EN LAS CONDICIONES A LA ENTRADA DEL COMPRESOR	15
3.3 INSTRUMENTACIÓN DEL ESQUEMA DE CONTROL.	16
3.4 MANIPULACIÓN DE LAS PALETAS GUÍA.	19
3.5 ARREGLOS DE COMPRESORES EN SERIE Y EN PARALELO.	21
4. DESEMPEÑO DEL EQUIPO DE COMPRESIÓN.	24
5. ANÁLISIS.	28
6. CONCLUSIONES.	32
7. BIBLIOGRAFÍA.	35

FIGURAS.

Pág.

1.	CURVAS CARACTERÍSTICAS DE COMPRESORES TÍPICOS	7
2.	ERROR RESULTANTE AL REEMPLAZAR LA CABEZA ADIABÁTICA CON EL FACTOR DE ÍNDICE DE COMPRESIÓN	11
3.	DESPLAZAMIENTO DE LA LÍNEA DE CONTROL RESPECTO A LA LÍNEA "SURGE"	14
4.	ESQUEMA BÁSICO DE CONTROL "ANTISURGE"	17
5.	ESQUEMA BÁSICO DE CONTROL "ANTISURGE" PARA UN ARREGLO EN SERIE	22
6.	ESQUEMA BÁSICO DE CONTROL "ANTISURGE" PARA UN ARREGLO EN PARALELO	23
7.	BENEFICIOS DEL CONTROL "ANTISURGE"	34

NOMENCLATURA.

C	Constante de Proporcionalidad (no es la misma en todas las ecuaciones).
h	Presión Diferencial en el Elemento Primario de Medición de Flujo.
K	Razón de Calor Específico.
L	Cabeza Adiabática.
m	Peso Molecular.
N	Velocidad del Compresor.
P	Presión.
Q	Flujo Volumétrico en la Succión.
R_c	Razón de Compresión.
T	Temperatura.
V	Volumen Específico.
W	Flujo Másico.
Z	Factor de Compresibilidad.
ϕ	Razón de (K-1) a K.
Δ	Diferencial.

Subíndices:

1	Succión.
2	Descarga.

SIMBOLOGÍA



Línea de Proceso



Señal Eléctrica



Señal Neumática



Transmisor de Flujo



Transmisor de Diferencial de Presión



Controlador

1. RESUMEN

El ahorro de energía en las plantas de proceso se encuentra en la actualidad como una de las principales áreas de estudio para disminuir los costos de operación e incrementar la productividad.

Para obtener los resultados deseados, se han implantado a nivel mundial programas de reducción en el consumo de energía los cuales contemplan la detección y el aprovechamiento de áreas de oportunidad para optimizar el uso de ella. Una de estas áreas de oportunidad se encuentra en la optimización de la operación de los equipos de compresión centrífuga.

Los compresores al igual que otros equipos, deben ser controlados tan eficazmente como sea posible para asegurar la operación adecuada de una planta de proceso. Esto implica la eliminación mediante un sistema de control automático de una condición de operación indeseable conocida como "surge", la cual provoca un desempeño errático de estos equipos. Un compresor operando "en surge" presenta gastos de mantenimiento superiores a los normales y desperdicio de energía motriz. La aplicación de un sistema de control automático que mantenga al equipo operando fuera de ésta zona de desempeño errático reduce los requerimientos de energía entre 7 y 11%, disminuye los disturbios transmitidos a las unidades posteriores de proceso, ofrece una reducción en los gastos de operación del equipo y provoca disminución en la emisión de sustancias contaminantes a la atmósfera.

2. INTRODUCCIÓN

Las industrias química y petroquímica se encuentran entre las grandes consumidoras de energéticos debido a que los procesos que realizan consumen de una o de otra forma, directa o indirectamente algún tipo de combustible (gas natural, combustóleo, gasóleo, diesel, etc.). A partir de la crisis energética cuando los precios de los derivados del petróleo se incrementaron en una gran proporción, los industriales se empezaron a preocupar por reducir sus costos de operación sobre todo en el área de servicios auxiliares (generación de vapor principalmente) que son los grandes consumidores de energía; la industria química empezó a revisar y analizar sus procesos para reducir en gran medida el consumo de combustibles en la generación de estos servicios auxiliares mediante una operación más eficiente de sus equipos. ⁽¹⁾

Es por ésto que el control anti-surge adquiere una gran relevancia ya que reduce el consumo de servicios auxiliares de los equipos de compresión centrífuga; abatiendo así los gastos de operación, los gastos de mantenimiento y reduciendo las emisiones de contaminantes. Lo anterior gracias a que un equipo de compresión operando con un sistema de control automático que mantiene su desempeño fuera de la zona "surge" requiere de menos energía motriz para operar, debido a que la recirculación que se necesita hacer de la línea de descarga a la línea de succión para que el equipo se mantenga fuera del desempeño errático es la mínima necesaria, lo que implica paralelamente que se consuma menos combustible en el proceso de compresión.

El manejo adecuado de las máquinas que trabajan con fluidos compresibles se hace cada vez más necesario en el desarrollo tecnológico actual; podemos decir que más del 90% de la energía que se consume en el mundo con fines técnicos se realiza por conversiones de las formas naturales a otras más prácticas, empleando como medio eficaz de transformación un fluido compresible. Éstos tienen la propiedad de almacenar o de ceder energía con gran facilidad por lo que constituyen un medio apropiado de transferencia de ésta, lo anterior encuentra excelente aplicación en las máquinas de conversión como las turbinas y los compresores.

Los equipos centrífugos que manejan fluidos compresibles son máquinas rotativas que permiten la transferencia de energía entre un fluido de naturaleza gaseosa y un rotor provisto de álabes o paletas que gira dentro de un cuerpo estructural o carcasa; dicha transferencia de energía tiene su origen en las propiedades elásticas del fluido de trabajo y en los cambios que sufre el momento de la cantidad de movimiento del fluido con relación al tiempo, mientras éste pasa por los ductos que se forman entre álabes y carcasa (cambio de energía cinética a mecánica).^{12,20}

Si la transferencia de energía se hace de máquina a fluido se trata de un compresor, si dicha transferencia se realiza del fluido a la máquina se está hablando de una turbina. En los compresores el fluido de trabajo es aire u otros gases, en las turbinas puede ser el vapor de agua o gases procedentes de algún proceso de combustión generalmente de un derivado del petróleo.

Los procesos tecnológicos exigen energía para operar transformaciones en la materia, de

esta manera se aprovecha la transformación o cambio que puede liberar energía en trabajo útil; para poder llegar a formas de energía de fácil y eficaz aplicación es preciso realizar conversiones de ésta. Actualmente la forma eléctrica es la preferida y cabe señalar que su producción a nivel mundial aumenta considerablemente y que el origen térmico de la misma predomina cada día más sobre el hidráulico, debido a las limitaciones que éste tiene.

Una preocupación importante de los ingenieros hoy en día es mejorar los rendimientos de los sistemas térmicos de conversión de energía, cuyo valor promedio mundial es del orden de 40%. En ciertos países no solo se efectúa la interconexión de los grandes sistemas de generación sino que se trata de integrar con los mismos otras plantas particulares destinadas a asegurar ciertos servicios comerciales o industriales, conjugando máquinas de características muy diversas que pueden encontrar un funcionamiento en condiciones apropiadas dentro de un gran sistema, con lo que se pueden lograr rendimientos globales óptimos que llegan al 45 y en ciertos casos al 50%.⁽⁴⁾

En años recientes el control de procesos ha tenido un creciente interés; el cambio en los factores económicos a nivel mundial ha representado un verdadero incentivo de hacer a las plantas de proceso tan rentables como sea posible, así como de minimizar las emisiones de sustancias contaminantes que son parte del proceso de transformación. El control de procesos provee un camino para satisfacer estas dos necesidades; sumado a lo anterior, el gran desarrollo que ha tenido el área de las computadoras hace posible implementar estrategias de control que eran prácticamente imposibles hace dos décadas.

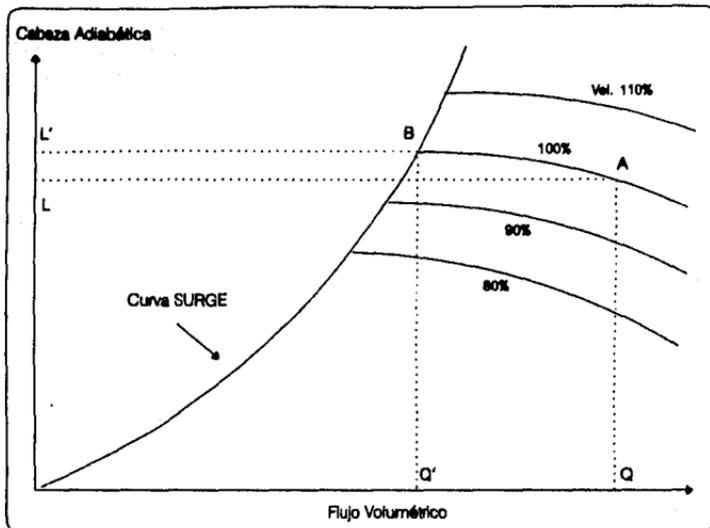
El control de la operación en los compresores centrífugos ha presentado un gran avance en los últimos años; hoy en día los sistemas integrales de control van más allá de los sistemas simples de paro de emergencia que se empleaban con anterioridad, y se enfocan más que en el simple control anti-surge en la optimización del desempeño operativo de los equipos de compresión. ⁽⁵⁾

3. CONTROL "ANTISURGE" EN COMPRESORES CENTRÍFUGOS

El fenómeno del "surge" en los compresores centrífugos ocurre cuando el flujo que lo atraviesa es reducido a un punto lo suficientemente por debajo de las condiciones de diseño como para causar un retroflujo momentáneo dentro del equipo; este flujo en reversa tiende a bajar la presión en la línea de descarga; posteriormente regresan las condiciones de compresión normal y el ciclo se repite una y otra vez, este ciclo de "surge" puede variar en intensidad desde una leve vibración audible hasta fuertes y violentos golpes, el "surge" intenso es capaz de causar la completa destrucción de algunos de los componentes del compresor tales como las paletas del rotor, la flecha, o los sellos mecánicos. ⁽⁶⁾

El trabajo de un sistema de control "anti-surge" es el de detectar este contratiempo potencial y compensarlo automáticamente, manteniendo a través del compresor un flujo en exceso al de las condiciones del "surge". Una familia típica de curvas características de velocidad en compresores centrífugos se muestra en la figura (1), estas curvas representan la cabeza adiabática en función del flujo volumétrico de entrada, con una curva característica para cada velocidad rotacional. ⁽⁷⁾

Si se asume que un compresor está operando en el punto "A" en la curva de velocidad al 100%, el flujo de entrada es (Q) y la cabeza es (L); si durante la operación de dicho equipo la resistencia a la carga externa se incrementa gradualmente mientras que la



Curvas Características de Compresores Típicos

Figura 1

velocidad permanece constante, el flujo decrece y el punto operativo se mueve a la izquierda a lo largo de la curva característica de velocidad al 100%. Cuando alcanza el punto "B", el flujo decrece a (Q') mientras que la cabeza se incrementa a (L'), la cual representa la máxima cabeza que el compresor puede producir a dicha velocidad.

En este punto, la curva característica es prácticamente paralela al eje de las abscisas y la operación del compresor se torna inestable. A esta condición se le denomina "surge" y se manifiesta como rápidas pulsaciones tanto en el flujo como en la presión de descarga,

produciendo reflujos de alta frecuencia en la acometida axial de la flecha del compresor.
(8)

Se puede observar que si el desempeño del compresor alcanza el punto "B" de operación inestable, es posible retornar a una zona de operación estable aminorando la velocidad rotacional del equipo, esto desplazaría al punto operativo "B" hacia una nueva curva de velocidad ubicada por debajo de la original de 100%. Lo anterior disminuye la cabeza proporcionada por éste.

La variación de la velocidad rotacional es un buen parámetro para el control de flujo en estos equipos, sobre todo cuando la carga que manejan es parcial; sin embargo a veces el sistema obliga a utilizar motores de velocidad constante, en estos casos es preferible realizar el control de flujo mediante el ajuste de las paletas guía localizadas a la entrada del compresor.

3.1 TEORÍA BÁSICA DE CONTROL ANTISURGE.

En todos los equipos centrífugos (tanto bombas como compresores), la cabeza producida es proporcional al cuadrado de la velocidad, mientras que el flujo guarda proporción lineal a ésta.

$$Q = C N \quad [1]$$

$$L = C N^2 \quad [2]$$

Sustituyendo para los intervalos de velocidad rotacional:

$$L = C Q^2 \quad [3]$$

Donde (Q), es el flujo volumétrico a la entrada del compresor (ft³/min); (N), es la velocidad rotacional de la flecha (rpm); (L), representa la cabeza adiabática (ft lb/lb); y (C), es la constante de proporcionalidad (no necesariamente la misma en todas las ecuaciones).

Esta ecuación es usada para calcular la curva parabólica del "surge" usualmente suministrada por el fabricante del compresor. Debido a que no hay forma de medir la cabeza adiabática directamente, se debe seleccionar otra variable para usarla en su lugar; la más fácil de relacionar con la cabeza es la razón de compresión (R_c). Si (P_1) es la presión en la succión y (P_2) la presión en la descarga en (psia):

$$R_c = \frac{P_2}{P_1} \quad [4]$$

La siguiente ecuación se usa para relacionar la razón de compresión con la cabeza adiabática:

$$R_c = \left(\frac{1 + L m \phi}{1.545 T_1 Z_1} \right)^{\frac{1}{\phi}} \quad [5]$$

Donde:

$$\phi = \frac{(K-1)}{K}$$

En la ecuación 5, (m) es el peso molecular del fluido de trabajo; (T_1), es la temperatura absoluta en la succión (°R); (Z_1), es el factor de compresibilidad en la succión; y (ϕ), es la razón del calor específico (K).

Cuando el compresor maneja gas de solamente una composición, y cuando la temperatura de succión es constante, las cantidades (m) , (ϕ) , (T_1) y (Z_1) son constantes, y la ecuación 5 se reduce a:

$$R_c = (1 + CL)^{\frac{1}{\phi}} \quad [6]$$

Aunque la ecuación anterior muestra que la relación entre (R_c) y (L) no es lineal, cuando esta ecuación es graficada para la mayoría de los gases de trabajo (aire, gas natural, etc.) las curvas se aproximan a líneas rectas sobre los intervalos de operación normales. Por lo tanto la expresión $(R_c - 1)$, puede ser sustituida por (L) sin que éste represente una gran distorsión en las curvas del "surge".

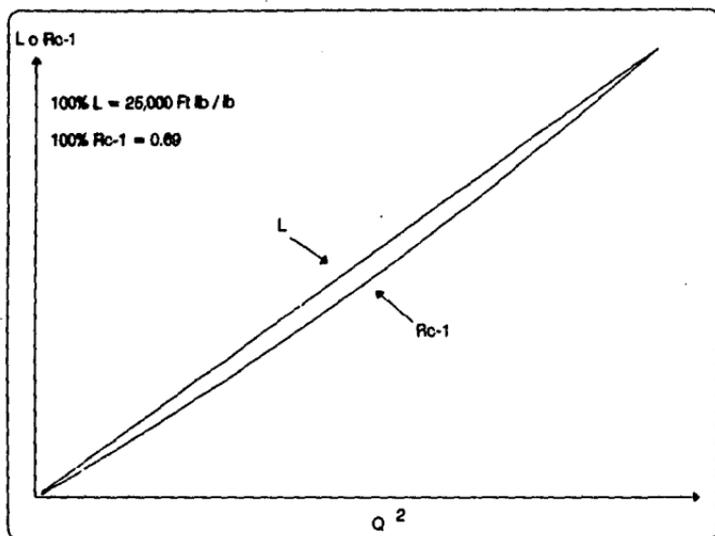
La ecuación 3 muestra que la relación entre la cabeza adiabática y el cuadrado del flujo volumétrico a la entrada del equipo es lineal. La figura (2) muestra la relación entre (L) y los valores correspondientes de $(R_c - 1)$ contra (Q^2) para el mismo intervalo de cabezas para el gas natural, esto con objeto de mostrar la magnitud del error introducido por sustituir $(R_c - 1)$ en lugar de (L) en la ecuación 3. Cabe hacer notar que a cabezas más grandes este error se incrementa y puede requerir un ajuste en el modelo con la finalidad de corregirlo, pero en la mayoría de los casos este error es lo suficientemente pequeño como para despreciarlo. Ésto permite plantear la siguiente ecuación:

$$R_c - 1 = C Q^2 \quad [7]$$

La presión diferencial a lo largo del compresor es:

$$\Delta P = P_2 - P_1 \quad [8]$$

De la ecuación 4 se sabe que $P_2 = P_1 R_c$, por lo tanto:



**Error Resultante al Reemplazar la Cabeza Adiabática
 con el Factor de Índice de Compresión**

Figura 2

$$\Delta P = P_1 R_c - P_1$$

$$\Delta P = P_1 (R_c - 1) \quad [9]$$

$$R_c - 1 = \frac{\Delta P}{P_1} \quad [10]$$

Sustituyendo la ecuación 10 en la ecuación 7, se obtiene:

$$\frac{\Delta P}{P_1} = C Q^2 \quad [11]$$

Para poder medir el flujo volumétrico a la entrada del compresor (Q), se cuenta con un dispositivo primario como una placa de orificio o un tubo venturi en la línea de succión del equipo. Si (h) representa el diferencial de presión a lo largo del dispositivo primario, es posible calcular el flujo másico (W) del compresor mediante la siguiente ecuación: ⁽⁸⁾

$$W = C \sqrt{\frac{h P_1}{T_1}} \quad [12]$$

El volumen específico (V) en (ft³/lb) se puede estimar de:

$$V = C \left(\frac{T_1}{P_1} \right) \quad [13]$$

Se sabe que:

$$Q = W V \quad [14]$$

Sustituyendo las ecuaciones 12 y 13 en la 14, se tiene que:

$$Q = C \sqrt{\frac{h P_1}{T_1}} \left(\frac{T_1}{P_1} \right)$$

$$Q = C \sqrt{\frac{h T_1}{P_1}} \quad [15]$$

Si al igual que antes se asume que la temperatura permanece constante, la ecuación

anterior se reduce a:

$$Q = C \sqrt{\frac{h}{P_1}}$$

$$Q^2 = C \left(\frac{h}{P_1} \right) \quad [16]$$

Sustituyendo la ecuación 16 en la 11 se obtiene:

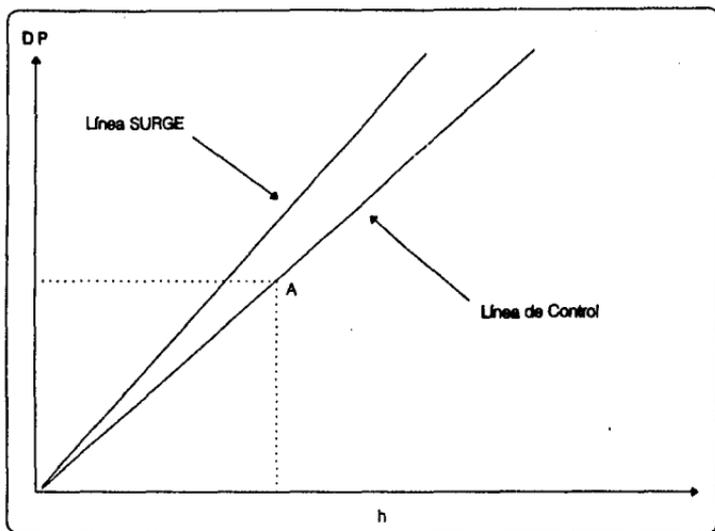
$$\frac{\Delta P}{P_1} = C \frac{h}{P_1}$$

$$\Delta P = C h \quad [17]$$

La ecuación 17 se utiliza para calcular la curva del "surge" y representa una ecuación básica de diseño. De ella se pueden hacer dos observaciones importantes:

1. Existe una relación lineal entre la presión diferencial y (h), como se puede observar en la figura (3).
2. La curva del "surge" no se ve afectada por variaciones en la presión de succión (P_1).

La figura (3) muestra también la línea de control desplazada a la derecha de la curva del "surge", la condición operativa normal es la ejemplificada en el punto "A". Al desplazar el sistema a la derecha de la curva "surge" se reducen las posibilidades de alcanzar las



Desplazamiento de la Línea de Control Respecto a la Línea "SURGE" Figura 3

condiciones que favorecen este tipo de operación indeseable, un rápido decaimiento en el flujo de entrada provoca un sobresalto a la izquierda en la curva de control; sin embargo, si la línea de control se ubica demasiado lejos a la derecha de la curva "surge" el gas será retornado a la alimentación sin necesidad, desperdiciando con ello energía. Consecuentemente, la ubicación de la línea de control representa un compromiso basado en las condiciones de operación de cada sistema individual.

Como regla general la línea de control se desplaza alrededor del 10% del flujo, o bien del

20% de la presión diferencial, pero existen casos donde el compresor debe operar muy cerca de la curva "surge" y es necesario reducir estos márgenes.

3.2 CAMBIOS EN LAS CONDICIONES A LA ENTRADA DEL COMPRESOR.

En la ecuación 17 está implícito el hecho de que la temperatura de entrada al compresor es constante; ésto no siempre es cierto en la realidad, por ello es necesario investigar los efectos que tienen los cambios en esta variable sobre el desempeño del sistema de control. Se observa que cambios en la temperatura de entrada modifican la pendiente de la curva "surge"; en la mayoría de los casos, este problema puede ser resuelto ubicando la línea de control a la derecha de la curva "surge" correspondiente al caso de la más alta temperatura de operación posible, lo anterior implica aceptar el hecho de que cuando existan las mínimas condiciones de temperatura, una parte del gas será retornado a la succión innecesariamente. ^(10,11)

Si las variaciones de temperatura son muy grandes, o bien si el compresor debe operar cerca de la curva "surge", es necesario incluir una compensación de temperatura en el modelo de control.

En la mayoría de los procesos cada compresor maneja siempre el mismo gas, sin embargo en algunas aplicaciones el equipo puede ser requerido para manejar gases de diferentes composiciones; no es posible generalizar, pero el efecto general de cambios en el peso molecular del gas de trabajo es al igual que en el caso de variaciones en la temperatura de entrada, el de modificar la pendiente de la curva "surge" la cuál debe ser evaluada

para cada condición en particular. ⁽¹²⁾

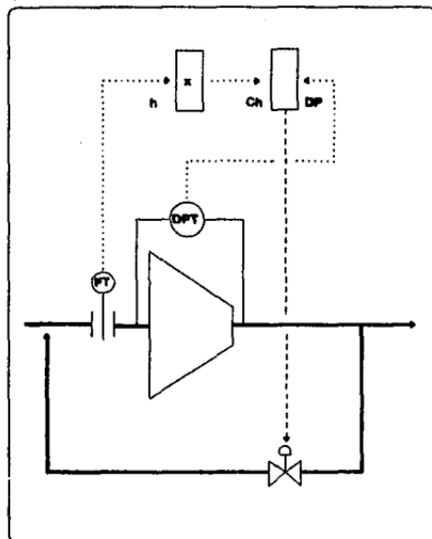
3.3 INSTRUMENTACIÓN DEL ESQUEMA DE CONTROL.

La instrumentación requerida para usar la ecuación 17 se muestra en la figura (4), este equipo puede ser neumático o electrónico. Un transmisor de presión diferencial de alto intervalo mide el (ΔP) y envía una señal de salida que se vuelve la señal de medida del controlador de "surge".

El transmisor de flujo es conectado a un dispositivo primario como una placa de orificio o un tubo venturi en la línea de succión del compresor, y su señal de salida (h) es alimentada a una estación que determina el cociente de presión; ahí es multiplicado por la constante (C) y se vuelve el punto de ajuste o "set point" del controlador de "surge". Dicho controlador debe contar además con funciones proporcionales y de reajuste o "reset", así como funciones "anti-windup", o característica "batch". Lo anterior con la finalidad de resolver los dos principales problemas operacionales que se presentan, el paso de manual a automático y la saturación de la salida del controlador.

El sistema básico de control "anti-surge" mostrado en la figura (4) incluye dos transmisores de presión, uno de ellos mide el diferencial de presión a lo largo del dispositivo primario de flujo (h), mientras que el otro determina el diferencial de presión a lo largo del compresor (ΔP).

Si la medición de flujo es usada solamente para el control "anti-surge", el dispositivo



Esquema Básico de Control "AntiSURGE"

Figura 4

primario pueda ser diseñado para trabajar bajo condiciones óptimas. El diseño preferido para el máximo flujo es alrededor del 25 al 30% sobre el máximo volumen de flujo indicado por la curva "surge". Para mantener las pérdidas de presión bajas, el máximo diferencial de presión (h) debe ser tan reducido como sea posible. Si la medición de flujo es usada en la operación normal del compresor, el dispositivo primario será diseñado posiblemente para un flujo máximo considerablemente mayor; resultando que el valor de (h) en la línea de "surge" estará porcentualmente muy por debajo de la escala completa y puede requerir de una especificación indeseablemente alta en la estación que determina

el cociente o razón de presiones. Bajo estas circunstancias, es preferible instalar un transmisor secundario que cuente con un intervalo menor para ser usado solamente con el sistema "anti-surge".

Con la línea de control establecida en la figura (3), la pendiente de ésta representa el factor (C) de la ecuación 17 y es el punto de especificación en la estación que determina el cociente de presiones. En la evaluación de (C), los valores del diferencial de presión y de (h) deben ser expresados en términos de % de la escala completa de sus respectivos transmisores.

El sistema de control que se ha planteado utiliza un dispositivo primario de medición de flujo en la línea de succión del compresor, éste ofrece la ventaja de ser autocompensatorio para cambios en la presión de succión y por lo menos parcialmente, para variaciones en la temperatura de succión. Estos beneficios no se logran cuando el dispositivo de medición de flujo se coloca en la línea de descarga.

Aunque el controlador nunca debe cruzar a la izquierda de la curva "surge" existe una cierta posibilidad de sobresalto "overshoot" inherente en este control bimodal, cualquier sobresalto a lo largo de la línea de control causará un "surge" temporal. Alejando la línea de control de la línea "surge" disminuye la posibilidad de que este sobresalto ocurra, sin embargo provoca que la válvula de recirculación se abra en momentos en que no es necesario, esto incrementaría el consumo de energía.

El esquema propuesto es un controlador bimodal modificado, lo anterior se debe a que

el control proporcional se mueve en una banda relacionada con el punto de ajuste encontrándose un desfase entre la medida y el mencionado nivel de ajuste. El controlador bimodal proporcional - integral, cuenta con una banda proporcional que no está ajustada con el nivel del "set point"; su posición depende del diferencial que existe entre la medida de control y el nivel de ajuste, así como del tiempo que dicha desviación persiste. Para una desviación sostenida, la banda proporcional sería reposicionada de tal forma que el punto de ajuste sea uno de sus límites. Si el control bimodal convencional es usado de manera discontinua, como se requiere en un control de "surge", el mecanismo de reajuste presenta tendencia al "wind up".

debido a que el control es discontinuo, ya que este solo actúa cuando la medida de control se aproxima al punto de ajuste, la acción de control es la misma que para un proceso discontinuo. Sin embargo, en el caso del control "antisurge" es el controlador y no el proceso el que opera de manera discontinua.

3.4 MANIPULACIÓN DE LAS PALETAS GUÍA.

Los compresores centrífugos y axiales de velocidad constante son frecuentemente equipados con paletas guía ajustables para controlar el flujo de entrada. Además de influenciar la salida del compresor, el mover estas paletas modifica la pendiente de la curva "surge". En otras palabras, existe una curva "surge" para cada posición de las paletas, de la misma forma que para cada temperatura de entrada.

Debido a que la magnitud en los cambios de la pendiente de la línea "surge" es diferente para cada diseño de compresor no existe un modo conveniente de generalizar

matemáticamente esta variable. Sin embargo es posible generalizar que moviendo estas paletas en sentido contrario al sentido de la rotación del eje, se reducirá la pendiente de la línea "surge" y se desplazará a la derecha. También es cierto, generalmente hablando, que el cambio en la pendiente no es función lineal del cambio en la posición de las paletas. ¹³

Existen varias soluciones a este problema; si el cambio en la pendiente es razonablemente pequeño es posible usar la línea de "surge" que corresponda a la máxima contra-rotación de la posición de las paletas y especificar la línea de control de acuerdo a ésto. Lo anterior coloca a la línea de control en una posición segura con respecto a la línea "surge" para todas las posiciones posibles de las paletas pero también provee un margen de seguridad innecesario para cuando las paletas están colocadas en la dirección de la rotación del eje; ésto puede provocar que se recircule gas en momentos que no se requiere, desperdiciando así energía. Lo anterior debe ser ponderado contra la ventaja de usar un sistema de control simple como el mostrado en la figura (4).

Cuando estas paletas guía son ajustadas manualmente y su posición no cambia con frecuencia, se realiza un ajuste manual del sistema de control con la ayuda de una tabla que indique el ajuste correcto para cada posición de las paletas guía; pero cuando se realizan frecuentes cambios en la posición de estas paletas, se producen variaciones importantes en la pendiente de la curva "surge" que obligan a que los cambios en el esquema de control sean automáticos.

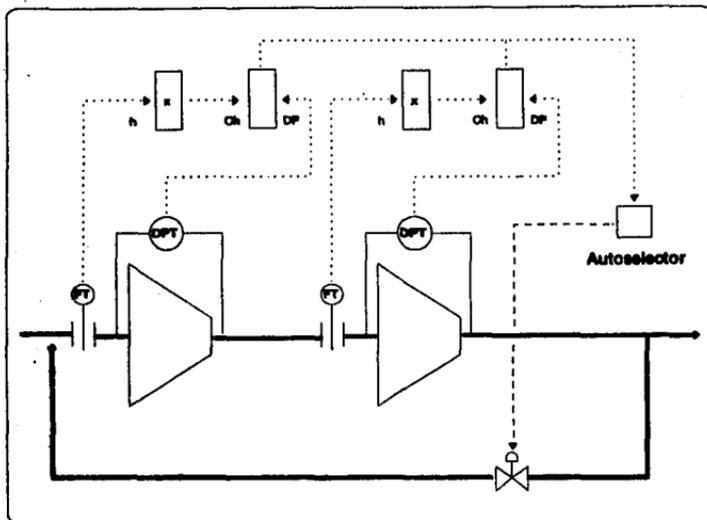
3.5 ARREGLOS DE COMPRESORES EN SERIE Y EN PARALELO.

Cuando dos o más compresores son conectados en serie usando el sistema de control mostrado en la figura (4) en cada compresor individual se obtendrá la mejor protección contra el "surge"; por supuesto que lo anterior requiere de una válvula de recirculación para cada equipo. En algunos diseños, dos compresores en serie son manejados por el mismo motor y consecuentemente corren a la misma velocidad, las máquinas de este tipo son consideradas como una sola unidad. En este caso, el sistema consta de una sola válvula de recirculación como se muestra en la figura (5).

Cuando los compresores son manejados independientemente a velocidades variables pero cuentan con una sola válvula de recirculación, el "surge" es controlado de la siguiente manera; cada compresor es equipado con su propio controlador pero los dos se combinan en un sistema autoselector para permitir que cualquiera de los controladores opere a la válvula común de recirculación según se requiera.

Cuando los compresores centrífugos son operados en paralelo se presenta el problema de dividir adecuadamente la carga, la solución se dificulta cuando los equipos tienen características diferentes, pero aún cuando éstas sean idénticas hay que establecer correctamente los parámetros para asegurar que la distribución de la carga sea la adecuada. ^[14,15]

El diagrama de control mostrado en la figura (6) permite la máxima flexibilidad operativa bajo una supervisión mínima, consta de un control estándar "antisurge" para cada compresor el cuál provee protección completa en todo tiempo, ya sea que se opere uno

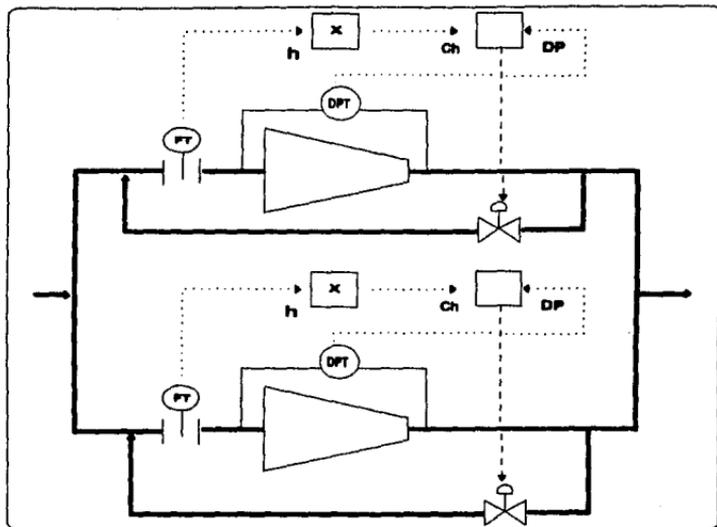


Esquema Básico de control "AntiSURGE"

para un Arreglo en Serie

Figura 5

sólo de los equipos o bien que se operen en conjunto. Es posible iniciar la operación de uno de los compresores del arreglo con su controlador en automático mientras que el otro equipo se encuentra ya en operación; lo anterior gracias a que mientras la máquina recién iniciada se aproxima a su velocidad operativa, el controlador "surge" mantiene la válvula de recirculación abierta lo suficiente como para que el compresor alcance la línea de control y se mantenga fuera del desempeño errático.



Esquema Básico de Control "AntiSURGE"

para un Arreglo en Paralelo

Figura 6

Es posible emplear un arreglo alternativo para los sistemas que operan en paralelo que utilice menos equipo, es decir un solo controlador y una sola válvula de recirculación; sin embargo, no se obtienen las características operativas del sistema descrito con anterioridad ya que cada compresor debe ser equipado con una válvula de recirculación manual para su puesta en marcha y durante este proceso no se obtendrían los beneficios del control "antisurge".

4. DESEMPEÑO DEL EQUIPO DE COMPRESIÓN

El desempeño de un compresor en una situación particular de proceso puede variar fuertemente de un equipo a otro; la evaluación de este desempeño puede ser útil por una gran variedad de razones, las más comunes son:

- 1) Ayudar a optimizar la eficiencia del proceso.
- 2) Determinar el momento en el cual la suciedad acumulada en el interior del equipo, afecta su rendimiento.
- 3) Conocer que tan cerca de los límites de la estabilidad se está desempeñando el equipo.
- 4) Analizar alguna posible inestabilidad aparente que surja súbitamente.
- 5) Determinar si el compresor es capaz de soportar un aumento de flujo másico.
- 6) Predecir que tan bueno sería el desempeño del compresor bajo cambios controlados en las presiones, temperaturas o propiedades del gas.
- 7) Estimar si el compresor es adecuado para ser usado en un proceso diferente al que originalmente fue diseñado.

Es importante tener en mente las siguientes consideraciones prácticas con miras a analizar el desempeño del compresor de una forma completa y realista: ⁽¹⁸⁾

A) CONOCER LAS CURVAS DE DESEMPEÑO.

Los fabricantes de equipos de compresión centrífuga realizan la evaluación de curvas que definen el desempeño aerodinámico de las máquinas, estas curvas pueden ser:

1. Cabeza politrópica o adiabática y potencia -vs- Flujo volumétrico a la entrada.
2. Presión a la descarga (en psia) y potencia -vs- Flujo volumétrico a la entrada.
3. Presión de descarga (en columna de agua) y potencia -vs- Flujo volumétrico a la entrada.

Estas curvas representan cierta utilidad para los operadores ya que pueden conocer la presión de descarga y la potencia del equipo en base al flujo y a la velocidad rotacional; siempre y cuando las condiciones a la entrada de equipo (presión, temperatura, peso molecular del gas, etc.) sean similares a las que se utilizaron para evaluar las curvas originales.

B) LOS TRENES DE COMPRESIÓN.

Éstos pueden estar integrados por secciones de compresión simples o múltiples, una sección se define como una serie de impulsores y dos o más secciones pueden estar contenidas en un solo cuerpo estructural, varios cuerpos individuales pueden ser acoplados juntos en un solo tren de compresión. El proceso de compresión se divide en secciones por dos razones principales; la primera consiste en que la temperatura del gas de trabajo se eleva durante el proceso de compresión y este incremento puede ser muy

alto ya sea para el gas de trabajo o bien para el cuerpo estructural, en este caso el gas es removido del proceso de compresión, enfriado en un intercambiador de calor y posteriormente retornado al proceso para compresión adicional; la segunda razón por la que el proceso se divide en etapas es por que el proceso de compresión puede verse en la necesidad de satisfacer mas de una condición de presión a la salida y en este caso el gas de trabajo puede ser adicionado o retirado del proceso en niveles intermedios de presión. Lo ideal sería contar con curvas de desempeño para cada impulsor; sin embargo ésto no es posible, pero se cuenta en la mayoría de los casos con curvas de desempeño para cada sección de compresión.

Asimismo, se recomienda contar con curvas de desempeño para varias velocidades rotacionales ya que los cambios en la velocidad no solo afectan la forma de la curva de desempeño sino que también modifican los límites de estabilidad del compresor.

C) INTERACCIÓN ENTRE LOS IMPULSORES.

Los efectos en la relación de volúmenes son la influencia que el desempeño de un impulsor tiene sobre los impulsores que se encuentran "corriente abajo", estos efectos son de particular importancia en sistemas con secciones de compresión entre puntos de enfriamiento o alimentaciones laterales.

Los cambios en el desempeño relacionados con éste efecto son más significativos cuando hay variaciones significativamente grandes en el peso molecular del gas, temperatura a la entrada del equipo o en la velocidad rotacional de éste.

D) FUGAS "NECESARIAS" EN LOS SELLOS MECÁNICOS.

Los sellos mecánicos son montajes prefabricados que forman un sello móvil con acabado de precisión entre dos superficies planas. Normalmente las superficies selladoras se orientan en ángulo recto al eje de rotación, siendo la dirección de las fuerzas que mantienen las caras de sellado en contacto paralela al eje.

El sello mecánico más común para el manejo de gases debido a las dificultades que se presentan para disipar el calor generado es el de laberinto, el cual consiste en cierto número de puntos de contacto circulares dispuestos en serie para proporcionar una expansión sucesiva del fluido. La presión diferencial a través de cualquier restricción individual es pequeña, lo que mantiene las fugas en un nivel mínimo.

La fuga en el pistón de balance es un flujo reciclado de la descarga del compresor a la línea de succión que tiene la función de estabilizar el proceso de compresión; el tamaño de la fuga es función de la geometría del sello de laberinto, de la temperatura y peso molecular del gas, de la presión de descarga, entre otras cosas. Esta fuga es normalmente menor al 3% del flujo másico a la entrada del equipo, pero en raras ocasiones puede exceder al 5%.⁽¹⁷⁾

5. ANÁLISIS

Elevar la presión de un gas y proveer el servicio auxiliar de aire comprimido son los dos principales usos que se le dan a los equipos de compresión centrífuga en las plantas de procesos químicos. Debido a que la adecuada operación de estas unidades puede reducir sensiblemente los costos de operación, es de vital importancia conocer la manera adecuada de operar estos equipos bajo las condiciones cambiantes de un proceso.

La energía requerida para incrementar la presión de un gas en un equipo de compresión centrífuga es proporcionada por las hojas o paletas de los impulsores rotativos mediante la conversión de energía dinámica en energía estática, es decir, velocidad en presión. La presión de descarga del compresor es función de las condiciones del gas a la entrada del equipo y de la cabeza (energía de compresión transmitida al gas por el rotor).

El intervalo de operación estable de un turbocompresor es determinado por su límite "surge", el cual define los requerimientos mínimos de flujo a lo largo del equipo; en la operación cotidiana de estos equipos de proceso las condiciones de flujo pueden caer por debajo de dichos requerimientos mínimos, por lo que los equipos de compresión deben ser protegidos con un sistema automático de control antisurge; este sistema tiene el siguiente propósito.

Si el flujo alcanza un punto cercano al límite "surge" (la línea de control), parte del flujo de descarga es recirculado mediante una válvula de "bypass" que se encarga de

mantener un flujo mínimo a través del equipo. Esta válvula es ajustada automáticamente por un sistema de control que detecta el flujo y la presión para conservar las condiciones de flujo mínimas necesarias en el compresor.

Mantener el desempeño del compresor fuera de la zona "surge" es un requerimiento operativo importante no sólo para conservar estable el flujo de proceso, sino también por razones mecánicas. Los retroflujos intempestivos generan repentinas cargas y descargas del equipo lo que provoca daños a la flecha y sobrecalentamientos en los sellos mecánicos. En compresores axiales, los cuales son particularmente sensibles al "surge", incluso se pueden causar fracturas en las paletas.

El control automático de los equipos de compresión centrífuga ha avanzado desde el advenimiento de los microprocesadores, anteriormente el control de estas unidades de proceso se limitaba a mecanismos de paro de emergencia lo que provocaba que los compresores centrífugos sobre todo los de gran tamaño, fueran equipos "temidos" por el personal encargado del proceso.

Hoy en día es posible plantear esquemas de control que van más allá de mantener al equipo operando fuera de la zona "surge" optimizando la operación con una visión integral. Históricamente el control en compresores se ha implementado por razones mecánicas o bien con miras al ahorro de energía, lo anterior dentro de un marco operativo mucho más seguro. Los esquemas de control en compresores que se desempeñan con costos operativos mínimos proveen una amplia flexibilidad al proceso.

La mayoría de los compresores cuentan con dispositivos electrónicos de paro en caso de

**ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA**

emergencia, estos son típicamente sistemas que detectan la vibración del equipo y están orientados a evitar daños mecánicos irreparables, pero no toman en cuenta al proceso y son dispositivos locales sin ningún tipo de interfase con el cuarto de control.

Debido a lo simple de su diseño, éstos dispositivos de paro automático no proveen de la información necesaria para adelantarse a posibles problemas que se presentan en la operación cotidiana de un proceso.

El control automático del proceso de compresión, es decir, el monitoreo continuo en base a un microprocesador de las condiciones de flujo y presión del sistema debe realizar las siguientes acciones:

- 1. Determinar la "línea de control surge", es decir, el elemento primario de control.**
- 2. Realizar un monitoreo constante de las condiciones de operación con miras a respaldar el control antisurge y optimizar el desempeño del equipo.**
- 3. Mantener una interfase continua con el cuarto de control.**
- 4. Ofrecer facilidad de control manual en la puesta en marcha y en el paro del sistema de compresión.**

Es importante hacer notar que aún cuando se trate de un mecanismo de control muy elaborado, incluso con un sistema experto que monitoree el proceso de compresión, la interfase del operador es una variable crítica en la seguridad.

Las cuatro consideraciones más importantes para realizar el análisis de un sistema de compresión radican en la correcta evaluación de los siguientes parámetros:

- 1. Capacidad.**
- 2. Potencia.**
- 3. Presión.**
- 4. Velocidad rotacional.**

La capacidad máxima estará limitada por el tamaño del ducto de succión; el motor debe ser capaz de entregar la potencia requerida; el equipo debe soportar los niveles de presión, tanto mecánica como aerodinámicamente; la velocidad rotacional requerida debe estar dentro de ciertos límites mecánicos y cumplir con los requerimientos críticos.

6. CONCLUSIONES

En México no es muy común el uso de este tipo de sistemas de control automático, aún en algunas plantas donde los equipos de compresión representan parte sustancial de los equipos de proceso se acostumbra realizar un control manual de ellos. Sin embargo, es muy difícil que dicho control manual proporcione los resultados que se logran con un esquema integral de control automático.

Dentro de una planta de proceso la seguridad es uno de los aspectos más importantes a considerar sobre todo cuando se trata de equipos rotativos, especialmente compresores centrífugos, debido al potencial destructivo que representan tanto para ellos mismos como para los equipos adyacentes de proceso y sobre todo para el personal que labora con estas unidades.

Es posible concluir lo siguiente:

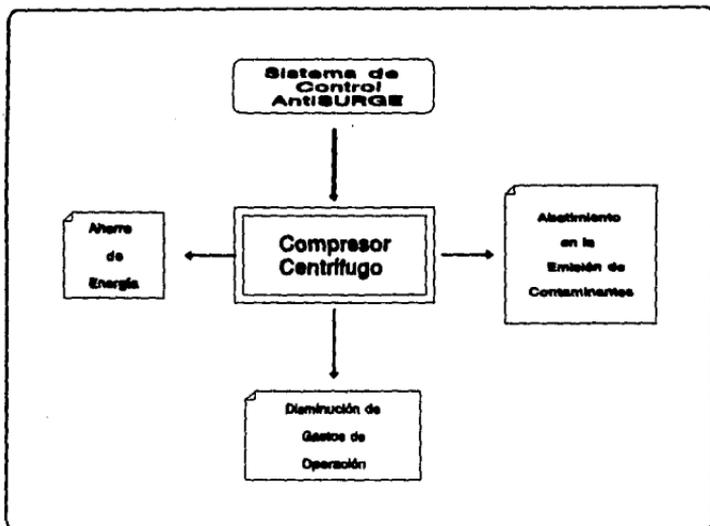
1. La implementación de un control antisurge en los sistemas de compresión centrífuga disminuye el volumen del gas reciclado a la mitad. Lo anterior usualmente reduce los requerimientos de energía entre un 7 y un 11% asumiendo un diferencial del 10% entre la línea "surge" y la línea de control.

2. El monitoreo continuo de las condiciones de operación para supervisar y disminuir el margen entre las líneas "surge" y la línea de control ofrece una reducción adicional del 3 al 5% en las necesidades energéticas del equipo, además de proveer de un nivel adicional de seguridad y protección tanto al sistema de compresión como al personal involucrado.

3. Un acercamiento total al sistema de control permite al equipo operar en niveles de desempeño que sería imposible lograr con un control manual, el compresor puede manejar niveles más elevados de velocidad y ser así mas eficiente, lo que normalmente resulta en una reducción del 1 al 3% en el consumo de energía de los equipos "corriente abajo" del compresor.

4. La estabilidad del compresor y un desempeño libre de irregularidades minimiza los disturbios transmitidos a las unidades posteriores de proceso; por lo tanto éstas serán también más eficientes ya que tendrán que reaccionar a menos disturbios provenientes de la unidad que los alimenta (el compresor) lográndose así un flujo de proceso mucho más estable.

Los beneficios que se obtienen al incorporar un mecanismo de control automático que mantenga a los equipos de compresión centrífuga operando fuera del desempeño errático conocido como "surge" se pueden apreciar en la figura (7).



Beneficios del Control "AntiSURGE"

Figura 7

Un sistema de compresión que incluya un mecanismo de control "antisurge" representa un equipo más eficiente ya que además de disminuir los gastos de operación y mantenimiento, se reduce el consumo de energía del proceso de compresión aminorando paralelamente la emisión de sustancias contaminantes a la atmósfera.

7. BIBLIOGRAFÍA

El control antisurge no es un tema común en la mayoría de la bibliografía que aborda el tema del flujo de fluidos, por lo anterior el material que soporta a este seminario es eminentemente hemerográfico.

1. Estudio Global de la Calidad del Aire en la Ciudad de México, Instituto Mexicano del Petróleo - Secretaría de Desarrollo Urbano y Ecología, octubre, (1991).
2. Nissler, K.H., Keeping Turbo Compressors in Top Shape, *Chem. Eng.*, Mar 3, 98, (1991).
3. Polo Encinas, M., Turbomáquinas de Fluido Compresible, Ed. Limusa, 1a. Ed., (1984).
4. Vennard, J.K., Elementos de Mecánica de Fluidos, Ed. CECSA, 3a. Ed., (1989).
5. Neerken, R.F., Compressor Selection for the Chemical Process Industries, *Chem. Eng.*, Jan 20, 78, (1975).
6. Bozenhardt, H., An Integrated Approach to Microprocessor-Based Control, *Chem. Eng. Progress*, Dec 12, 84, (1988).
7. Magliozzi, T.L., Control Systems Prevents Surging in Centrifugal-Flow Compressors, *Chem. Eng.*, May 8, 139, (1967).

8. White, M.H., Surge Control for Centrifugal Compressors, *Chem. Eng.*, Dec 25, 54, (1972).
9. Gaston, J.R., Antisurge Control Schemes for Turbocompressors, *Chem. Eng.*, Apr 14, 139, (1982).
10. Lapina, R.P., Compressor Performance: How Changes in Inlet Conditions Affect Efficiency, *Chem. Eng.*, July, 110, (1990)
11. Lapina, R.P., Can you Rerate your Centrifugal Compressor ?, *Chem. Eng.*, Jan 20, 95, (1975).
12. Godse, A.G., Predict Compressor Performance at New Conditions, *Hydrocarbon Processing*, June, 77, (1989).
13. Lapina, R.P., How to use the Performance Curves to Evaluate Behavior of Centrifugal Compressors, *Chem. Eng.*, Jan 25, 86, (1982).
14. Maceyka, T.D., Detect and Evaluate Surge in Multistage Compressors, *Hydrocarbon Processing*, Nov, 203, (1983).
15. Rana, S.A.Z., Understand Multistage Compressor Antisurge Control, *Hydrocarbon Processing*, March, 69, (1985).
16. Lapina, R.P., Compressor Performance: Key Things to Remember, *Chem. Eng.*, Aug, 122, (1989).
17. Gupta, B.P., Optimize centrifugal Compressor Performance, *Hydrocarbon Processing*, June, 88, (1979).