

CONTROL DE PLANTAS COMPRESORAS: CONJUGANDO FLEXIBILIDAD OPERATIVA CON SEGURIDAD

Rosana Corral, Transportadora de Gas del Norte, Rosana.corral@tgn.com.ar

Sinopsis

El control de plantas compresoras puede, en algunos casos, tener desafíos importantes cuando se desea optimizar la operación segura y lograr simultáneamente una operación flexible en escenarios operativos cambiantes.

La finalidad de este informe es obtener un lineamiento de control de turbocompresores para lograr los siguientes objetivos:

1. Minimizar el riesgo de surge.
2. Minimizar el consumo de gas combustible
3. Repartir adecuadamente la carga entre los compresores teniendo en cuenta los objetivos anteriores.
4. Flexibilizar la operación.

Introducción

En este informe nos concentraremos en las Plantas Compresoras que funcionan con turbocompresores que tienen distintos mapas operativos trabajando en paralelo, se explicará un método para repartir la carga entre los mismos, manteniendo la misma distancia a la curva de control de bombeo del turbocompresor.

Nomenclatura de referencia:

MAPO: Máxima Presión Operativa, identifica la máxima presión que soportan los gasoductos a los cuales descarga la planta.

MTO: Máxima Temperatura Operativa de descarga, en referencia a la máxima temperatura que soporta el revestimiento de los gasoductos

MPO: Mínima Presión Operativa, está asociada a la mínima presión a la cual funcionan los actuadores de las válvulas (aplicable a actuadores de alta presión).

Desarrollo

Comenzaremos con una breve descripción de lo que se conoce como mínimo caudal, bombeo o surge. Frecuentemente es necesario usar al compresor a caudales menores que el valor para el cual fue diseñado. Si el caudal se reduce de determinado valor dado por el fabricante, el compresor entra en una región de inestabilidad llamada “región de bombeo” (surge).

El bombeo o surge es una oscilación de todo el caudal en el compresor y en la cañería. Esta oscilación hace que el rotor se sacuda, golpeando los cojinetes de empuje, este fenómeno puede ser destructivo y causar daños severos en las partes internas del compresor (sellos, cojinete de empuje, impulsos, etc.).

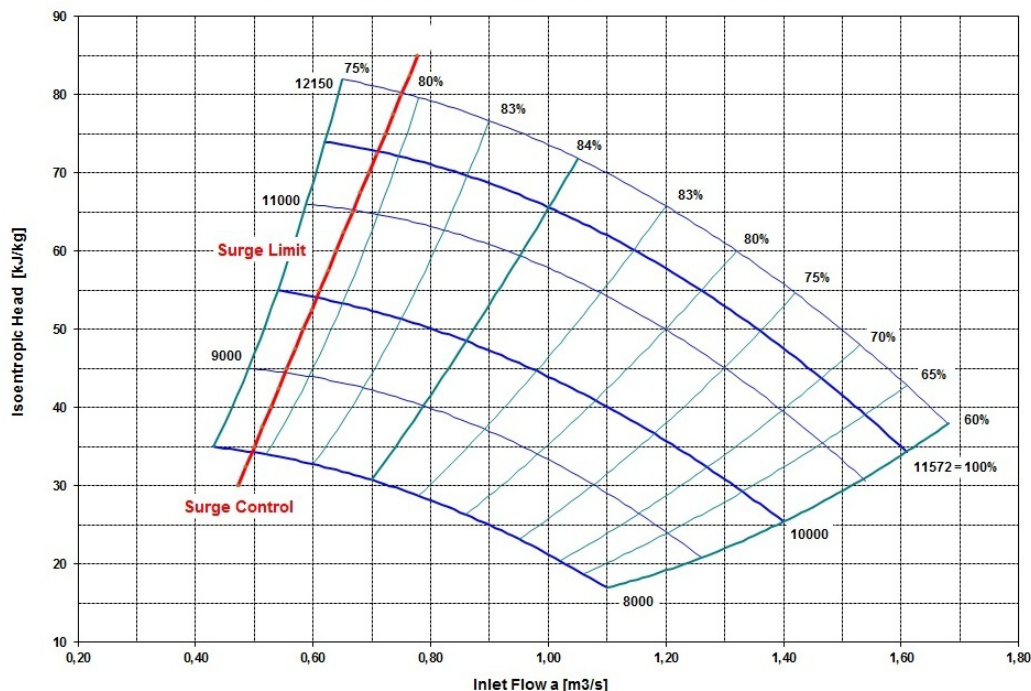
En el gráfico Figura 1, observamos la representación de las curvas de un determinado compresor centrífugo presentada en términos de altura de carga adiabática versus caudal real de entrada. Es lo que usualmente los fabricantes denominan “mapa del compresor” y que se representa en los sistemas HMI (Interfase Humano Máquina) de los mismos.

Para conocer el punto operativo de un turbocompresor en este gráfico, es necesario contar con la medición del flujo y de la presión diferencial a través del compresor (presión de descarga - presión de succión).

Dentro del mapa del compresor es importante observar dos curvas:

- Curva de bombeo o “Surge limit”.
- Curva de control de bombeo o “surge control”, alejada un cierto porcentaje en general un 10% de la anterior.

Figura 1: Mapa del compresor



Cuando el punto operativo del turbocompresor se acerca a la curva de control de bombeo, el sistema de protección de la unidad turbocompresora abrirá la válvula de reciclo de la unidad reciclando gas de la descarga a la succión y de esta manera el punto operativo se alejará de la zona de bombeo.

Si bien cada turbocompresor cuenta con su propio sistema de seguridad para prevenir este fenómeno, a través de los lineamientos que se presentan a continuación, el sistema de control de planta minimizará el riesgo de surge.

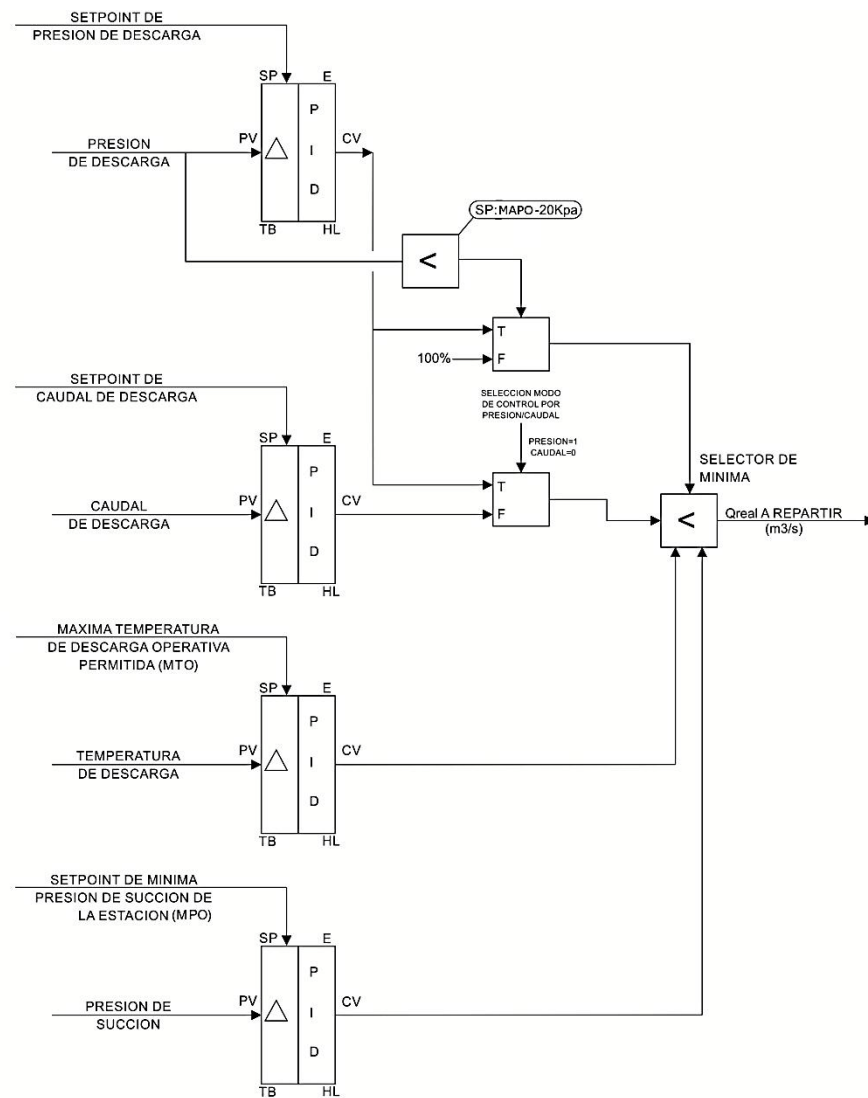
El objetivo principal de una planta compresora se basa en obtener una determinada presión o caudal a la salida de la misma a través del control de velocidad de las unidades compresoras de gas.

En función de las condiciones del gasoducto, el operador decidirá controlar la planta compresora por presión de descarga o por caudal transportado, para lo cual se utilizan dos lazos de control PID. La salida de este lazo estará limitada por Presión de descarga máxima, Presión de succión mínima y Temperatura de descarga máxima, según la figura 2.

La salida de cada lazo mencionado ingresa a un selector de mínima con el objetivo de seleccionar el lazo que se encuentre en condición más crítica.

La salida del selector de mínima se tomará como caudal real a repartir entre los turbocompresores que operan en paralelo.

Figura 2: Lazos de control de la planta



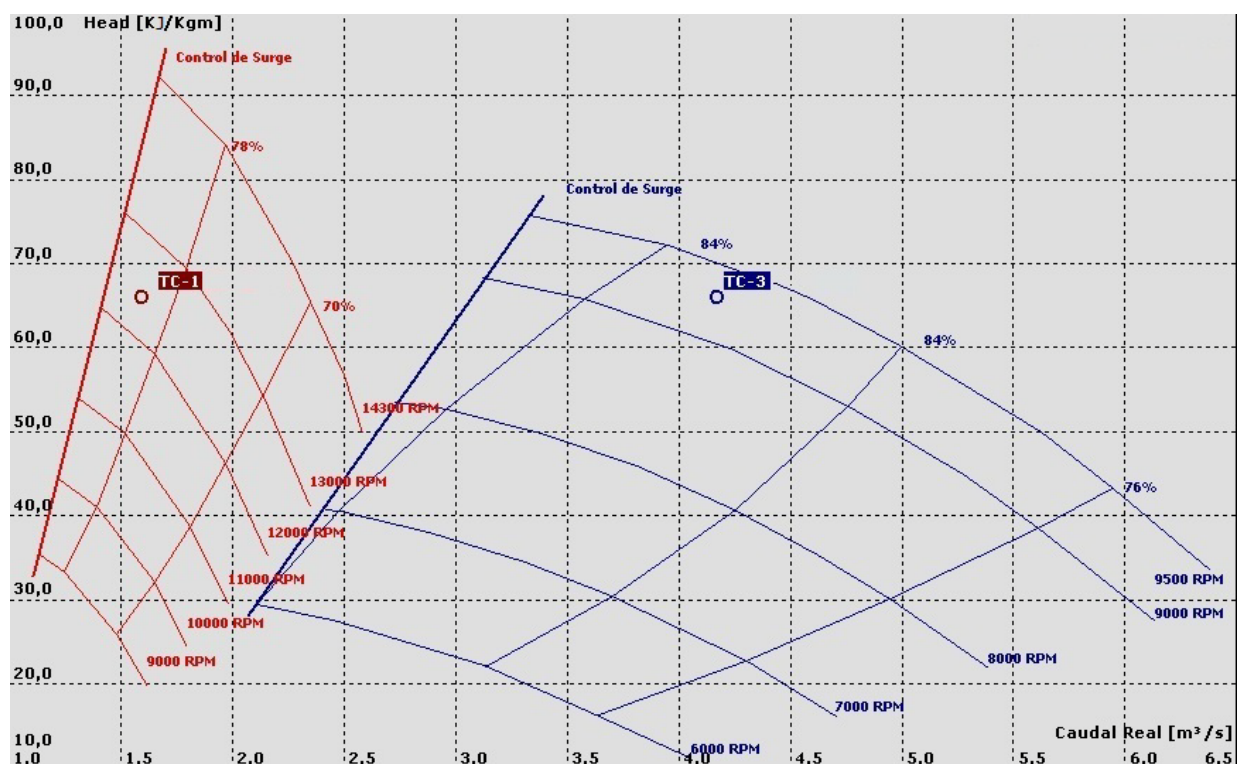
Cuando el sistema está seleccionado para controlar presión de descarga no se tiene en cuenta la salida del lazo de caudal, sin embargo, cuando el sistema está seleccionado para controlar por caudal y la presión se acerca al valor de MAPO, el lazo de presión limita la salida.

Una vez obtenido el caudal total a transportar por la planta (Q_{real} en figura 2) se debe repartir en forma proporcional entre los distintos turbocompresores en funcionamiento.

La filosofía utilizada para obtener la relación entre los caudales es la de mantener el porcentaje de acercamiento al bombeo igual en todos los turbocompresores.

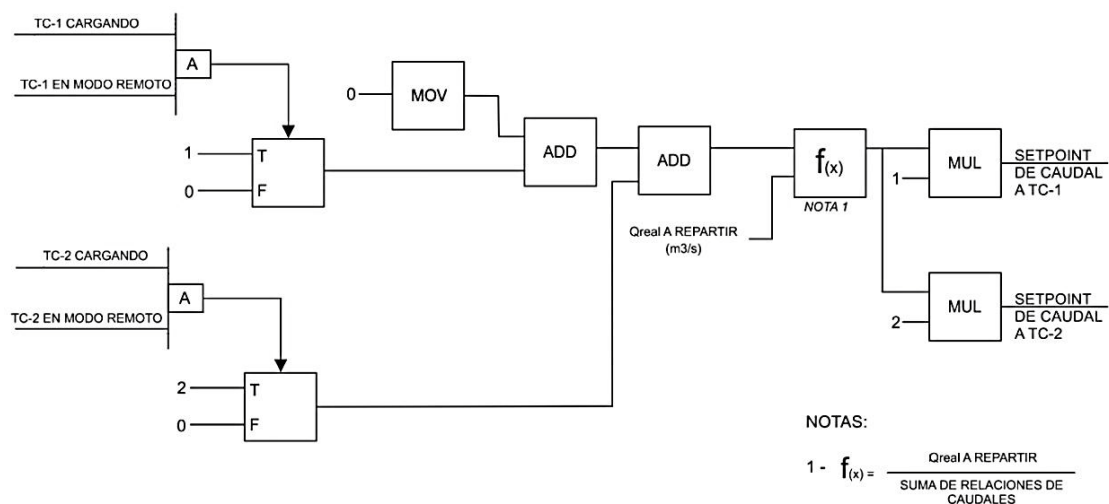
La relación de caudal entre los turbocompresores se calcula como el cociente entre los caudales mínimos (caudal a la curva de control de surge) a una misma altura adiabática. Por ej. Para la figura 3 se obtuvo que la relación entre caudales es de aproximadamente 2:1, este gráfico representa los mapas de dos turbocompresores distintos operando en el mismo colector de descarga.

Figura 3: Turbocompresores con distinto mapa operativo operando en el mismo colector de descarga.



La salida del selector de mínima o caudal a repartir de la figura 2 será afectada por las constantes obtenidas de la relación entre caudales para cada turbina, según la siguiente lógica (Figura 4):

Figura 4: Lógica de reparto de cargas:



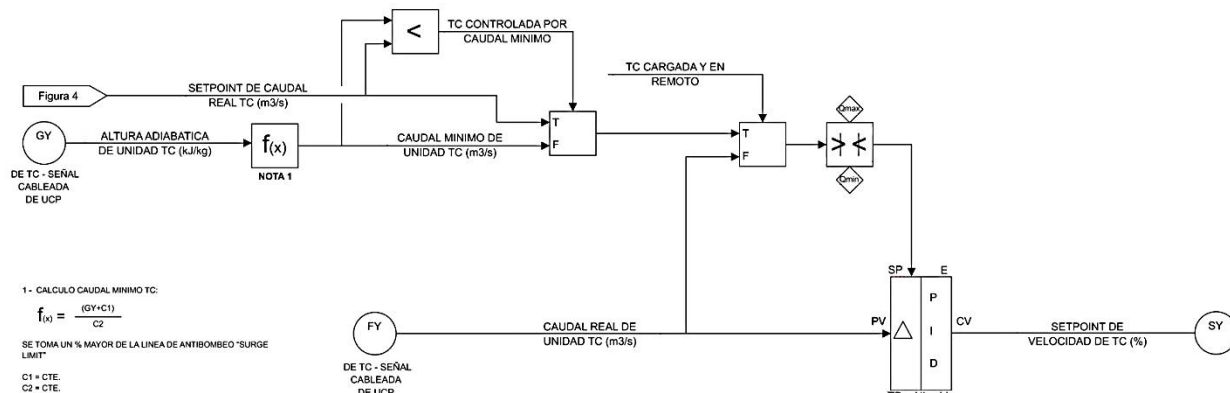
Los valores individuales de salida de caudal para cada turbocompresor, luego del reparto de carga, serán los setpoints de caudal de un lazo PID propio para cada turbocompresor que actúa en cascada con los lazos PID, anteriormente mencionados.

La estructura de control en cascada tiene dos lazos, un lazo primario con un controlador primario también llamado “maestro” (figura 2) y un lazo secundario con un controlador secundario denominado “esclavo” (figura 5), siendo la salida del primario el setpoint del controlador secundario. La salida del controlador secundario (figura 5) es la que actúa sobre el proceso modificando la velocidad del turbocompresor.

Antes de entrar como setpoint, el caudal individual es comparado con el caudal mínimo. Este valor se obtiene en la intersección de la altura adiabática actual y la curva “surge control” del fabricante. El mayor de los dos valores será el setpoint resultante de este lazo.

De esta manera estamos protegiendo a la unidad turbocompresora al evitar aplicarle un setpoint menor al caudal mínimo que corresponde a la altura adiabática actual.

Figura 5: Lazo de control secundario de cada Turbocompresor



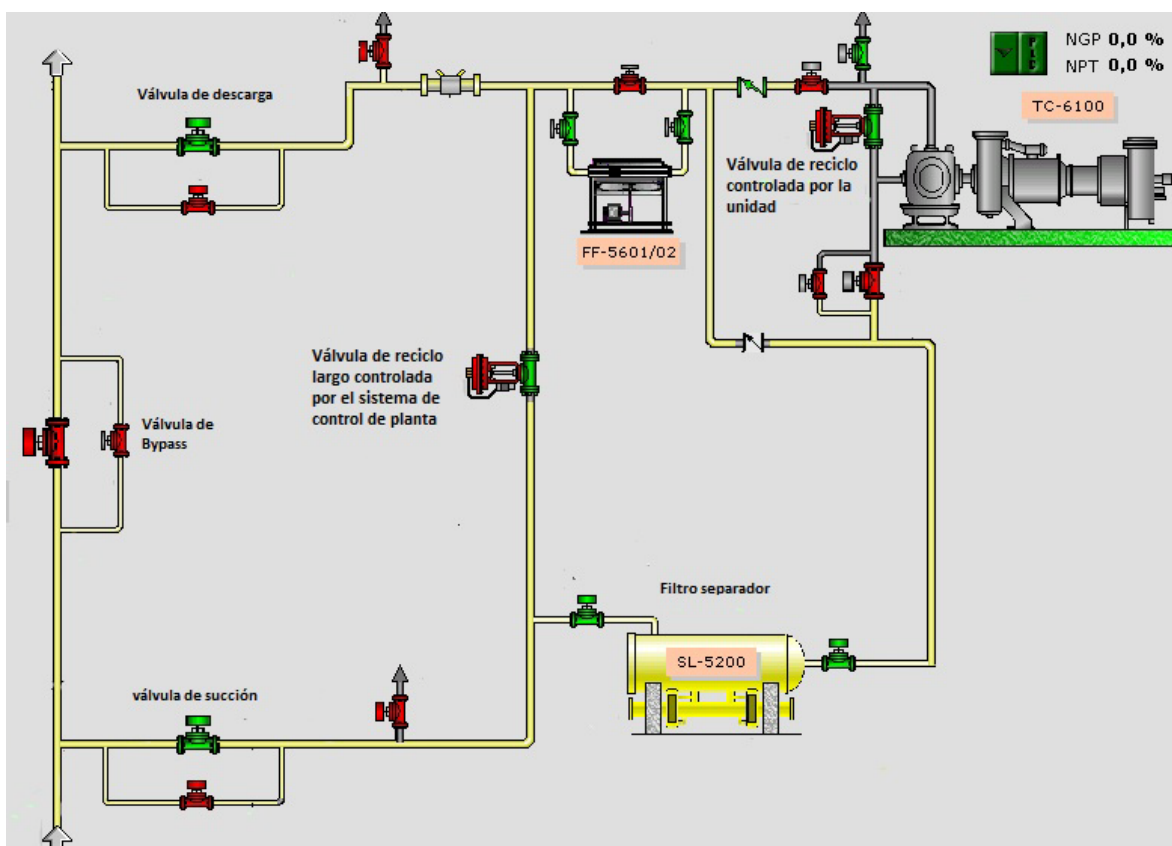
En los controles tradicionales la salida del selector de mínima del controlador primario (figura 2) se aplica directamente al setpoint de velocidad, cuando el control es “a igual porcentaje de velocidad” puede suceder que a altura adiabática constante un TC esté cercano a la línea de surge y el otro en su zona de mayor rendimiento alejado del surge. Una consecuencia de este control es que cuando la velocidad de la turbina disminuye y el caudal por la turbina es menor que el caudal mínimo, la lógica propia de la turbina abre la válvula de reciclo para proteger al TC del surge. En esta situación para el TC cercano a la línea de surge, tenemos un funcionamiento con mayor consumo de gas combustible debido a la apertura inminente del reciclo del TC y baja eficiencia adiabática.

Utilizando el algoritmo de control desarrollado en este informe, se logra hacer funcionar en paralelo a turbinas con distintos mapas de compresor y potencia. Por otra parte se obtiene una protección adicional al control propio del turbocompresor, debido a que nunca se aplica un setpoint de caudal menor al que llevaría al turbocompresor a la zona de control de bombeo. De esta manera se mantienen a las turbinas en una zona de alta eficiencia adiabática y se minimiza la utilización de la válvula de reciclo del turbocompresor aumentando su vida útil.

En el caso de que por condiciones operativas sea necesario transportar un caudal menor al caudal mínimo admisible por los compresores, lo que se utiliza habitualmente es la instalación de una válvula de reciclo de planta o “reciclo largo”. De esta manera se evita utilizar la válvula de control antibombeo propia del turbocompresor para reciclar el gas de la succión a la descarga con fines operativos.

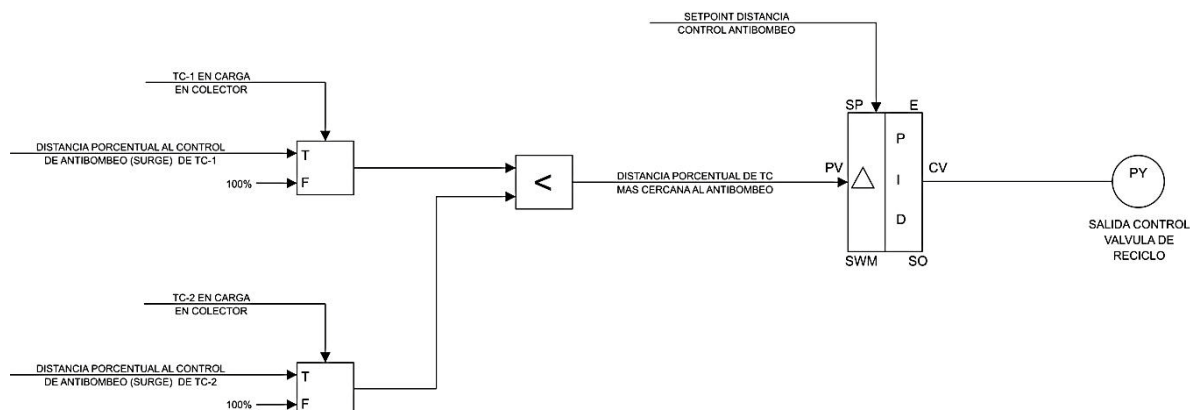
En la figura 6 observamos un esquema general de una planta compresora que muestra las dos válvulas reguladoras mencionadas.

Figura 6: Esquema General de una Planta Turbocompresora



La válvula de reciclo largo es comandada por un lazo de control PID desde el sistema de control de planta. En la figura 7 se representa dicha lógica de control. Como variable de proceso se tomará la distancia porcentual al bombeo del compresor que se encuentra en peor condición (menor distancia). El setpoint será el porcentaje mínimo de aproximación al surge requerido de los compresores descargando al mismo colector. La variable de control será la apertura de la válvula de reciclo largo.

Figura 7: Lógica de control de reciclo de planta



Conclusiones:

Siguiendo la filosofía de control desarrollada en este informe, obtenemos los siguientes beneficios:

- Minimizamos el riesgo de surge de los turbocompresores.
- Posicionamos el control de las unidades en una zona de mayor eficiencia en el mapa del turbocompresor, al hacer trabajar el punto operativo de las unidades a la misma distancia porcentual al surge.
- Logramos mayor flexibilidad operativa y nos alejamos de la zona de bombeo de las unidades a través del control por margen de bombeo de la válvula de reciclo largo.
- Mejoramos el tiempo de vida útil de la válvula de reciclo de la unidad y utilizamos esta válvula para atender la seguridad del TC y no para cuestiones operativas.

Bibliografía:

Automatic Control System

Autor: Benjamin C. Kuo.

Conceptos aerodinámicos básicos del Compresor Centrífugo.

Autor: Ing. León Sapiro (Solar Turbines International).

Título y Lugar de estudio:

Ingeniera en Electrónica – UTN Buenos Aires

Postgrado Especialización en Gas –UBA- IAPG

Curso de postgrado Instrumentación y Control – AOTS - Japón

Diferentes empresas en las cuales hizo su carrera:

2000-Actual: Transportadora de Gas del Norte

1995-2000: ARCAN Ingeniería y Construcciones

1989-1994: Gas del Estado / Transportadora de Gas del Norte.

Cargo actual en la empresa:

Gerencia Técnica / Ingeniería / Especialista Instrumentación y Control