

**TRABAJO ESPECIAL DE GRADO**

**SIMULACION DINÁMICA Y PROGRAMACION DE  
ALGORITMOS DE CONTROL DE CARGA Y CONTROL  
ANTISURGE PARA UNA PLANTA COMPRESORA DE GAS  
NATURAL**

Presentado ante la Ilustre  
Universidad Central de Venezuela  
Por el Br. Bravo, M. Elioenay J  
Para optar al Título  
De Ingeniero Químico.

Caracas, 2015

# **TRABAJO ESPECIAL DE GRADO**

## **SIMULACION DINÁMICA Y PROGRAMACION DE ALGORITMOS DE CONTROL DE CARGA Y CONTROL ANTISURGE PARA UNA PLANTA COMPRESORA DE GAS NATURAL**

TUTOR ACADÉMICO: Prof. Andrés Rosales

CO-TUTOR ACADÉMICO: Ing. Nelson Mata.

Presentado ante la Ilustre  
Universidad Central de Venezuela  
Por el Br. Bravo, M. Elioenay J  
Para optar al Título  
De Ingeniero Químico.

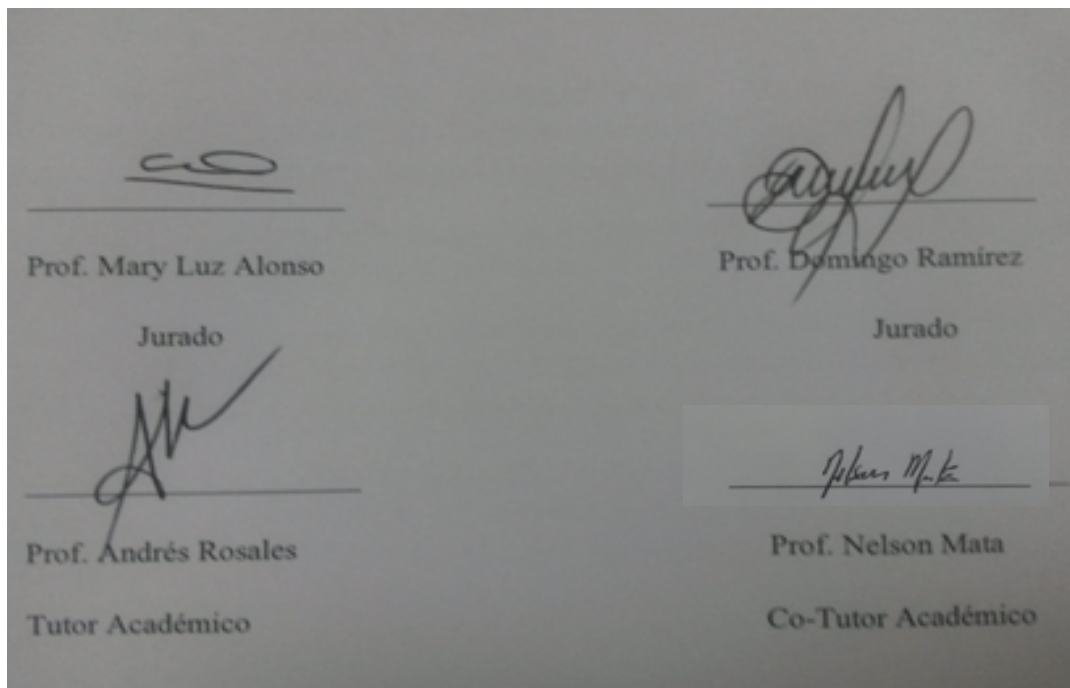
Caracas, 2015

Caracas, octubre 2015

Los abajo firmantes, miembros del Jurado designado por el Consejo de Escuela de Ingeniería Química para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por el Bachiller Elioenay José Bravo Morales, titulado:

**“SIMULACION DINÁMICA Y PROGRAMACION DE ALGORITMOS DE CONTROL DE CARGA Y CONTROL ANTISURGE PARA UNA PLANTA COMPRESORA DE GAS NATURAL”**

Consideran que el mismo cumple con los requisitos exigidos por el plan de estudio conducente al título de Ingeniero Químico, y sin que esto signifique que se hacen solidarios con las ideas expuestas por el autor, lo declaran **APROBADO**.



## **DEDICATORIA**

**A**

*Mi padre Ángel Bravo y mi abuela Elena R Ortiz*

## **AGRADECIMIENTOS**

A Dios, por darme la vida, darme las fuerzas, por permanecer fiel a mi lado, por permitirme alcanzar y superar esta etapa que representó la Universidad.

A mi madre Iris Virginia, mi mayor fuerza impulsora, mi razón de vivir, por todo lo que me ha dado desde que nací, por ser padre y madre a la vez.

A mi ángel terrenal Lucila M Morales, por su inmensa ayuda, apoyo incondicional, por ser mi otra madre.

A mi abuela Elena R Ortiz, por su inmenso amor, por todo lo que me enseñó.

A mi papá Ángel Bravo, mi ejemplo a seguir, porque mi fuerza diaria es su recuerdo.

A mis hermosas hermanas Eliana y Mariángel, por estar siempre allí. A mis primos y también hermanos Elye A. y Edrey D Moreno, mi tía Judith y mi abuelo José

A la profesora Mary Luz Alonso, mi profesora más admirada y querida en toda la U.C.V. por su enseñanza, su colaboración, sus conocimientos, por su ayuda, su apoyo.

A mi profesor, jefe, Gran Tutor, mi gran amigo en esta etapa, Andrés Rosales por sus consejos, su valiosa ayuda, su enseñanza, gran paciencia y enseñarme sobre esta frase “Valor y vergüenza”.

A mis amigos Zadkiela Ríos, Rosangela Peroza, Vanessa Rosales, Ramón Caballero, Grecia Ríos, Marife Carruido, Jessica Montero, Jorge Varela, Carlos Rivero, Nelson Carrasquel, Davilo Chiu y todos los demás.

A Iraida Rojas, por su gran cariño, su inmensa ayuda, por portarse súper bien conmigo, por ser excelente en su profesión.

A los profesores Nelson Mata, Domingo Ramírez, Gladys Bruzual, Armando Vizcaya, María Gabriela Carrasco, Omaira Camacaro, David Ojeda, Lucy Monsalve, Luis García, María Rodríguez, Anubis Pérez y Marilyn Ramos.

A la Universidad Central de Venezuela, la casa que vence la sombra, por ser mi segunda casa, por brindarme sus espacios para formarme como profesional y como persona.

**Bravo Morales., Elioenay J.**

**SIMULACION DINÁMICA Y PROGRAMACION DE  
ALGORITMOS DE CONTROL DE CARGA Y CONTROL  
ANTISURGE PARA UNA PLANTA COMPRESORA DE GAS  
NATURAL**

**Tutores Académicos: Prof. Andrés Rosales. Prof. Nelson Mata.  
Tesis. Caracas, U.C.V. Facultad de Ingeniería. Escuela de Ingeniería  
Química.**

**Año 2015. 86 pp**

**Palabras claves: Gas natural, Compresor, Simulación dinámica, Control de carga, Control antisurge.**

Resumen. En el presente Trabajo Especial de Grado se desarrolló la simulación dinámica de una planta compresora de gas natural, así como la implementación de algoritmos avanzados de control de carga y control antisurge para dicha planta mediante el empleo del simulador UNISIM-Design. El proceso está conformado por dos trenes de compresión que operan en paralelo y de forma idéntica; cada tren se compone de siete etapas de compresión que a su vez incluyen, intercambiadores de calor, los separadores-depuradores de líquido, además de las principales válvulas y sistemas de control. La función del proceso es acondicionar el gas para su uso en diversas plantas y en pozos para levantamiento artificial de crudo e inyección a yacimientos para recuperación secundaria. La simulación fue creada en dos etapas, comenzando con el estado estacionario, su validación y posteriormente el estado dinámico o no estacionario y su validación. Se obtuvo a través de la simulación dinámica la validez de la misma por medio de la comparación con los valores de la planta en condiciones de diseño, incluyendo operación normal de la misma y escenarios especiales, como caída de una etapa de compresión, bloqueo de las estaciones de flujo que alimentan a los trenes de compresión, entre otros. Se propusieron y probaron estrategias avanzadas de control de distribución de carga que permiten el funcionamiento adecuado de la planta ante la presencia de perturbaciones críticas como la caída de varias estaciones de flujo, así como el algoritmo de control antisurge que protege los equipos evitando el fenómeno de surge en los compresores; resultando así una herramienta de simulación que permitió la evaluación de algoritmos de control avanzado para este proceso de compresión cuya implementación se traducirá en el ahorro de recursos económicos ya que aumentarían significativamente la productividad de la planta. De igual forma, las estrategias de control desarrolladas permiten el funcionamiento adecuado de la planta ante la presencia de perturbaciones, obteniendo de esta forma una herramienta para la evaluación de algoritmos de control útiles en los procesos de compresión que se traduce en el ahorro de recursos económicos y de tecnología.

# ÍNDICE DE CONTENIDO

<b>ÍNDICE DE FIGURAS.....</b>	<b>X</b>
<b>ÍNDICE DE TABLAS.....</b>	<b>XII</b>
<b>INTRODUCCIÓN .....</b>	<b>2</b>
<b>CAPÍTULO I.....</b>	<b>4</b>
<b>FUNDAMENTOS DE LA INVESTIGACIÓN .....</b>	<b>4</b>
I.1 Planteamiento del Problema .....	4
I.2.1 Objetivo General.....	6
I.2.2 Objetivos Específicos .....	6
<b>CAPÍTULO II .....</b>	<b>7</b>
<b>ANTECEDENTES.....</b>	<b>7</b>
<b>CAPÍTULO III.....</b>	<b>10</b>
<b>MARCO TEÓRICO .....</b>	<b>10</b>
III. 1 Compresor .....	10
Compresor centrífugo.....	10
Curvas del fabricante.....	11
Capacidad.....	12
Construcción de las curvas del fabricante .....	12
Leyes de afinidad .....	13
Surge .....	14
Factores que afectan el efecto surge en el compresor .....	14
Construcción de la línea de surge o línea límite de surge (LLS) .....	15
Líneas de Control Anti-Surge: .....	16
III.2 Válvulas de Control.....	16
Ecuaciones para el dimensionamiento de válvulas de control: .....	17
III. 3 Grados de Libertad .....	18
III.4 Sistemas de compresión .....	19
III.5 Modelado Matemático .....	20

III.6 Simulación.....	20
III. 7 Control Feedforward .....	21
Diseño del Control Feedforward.....	22
III. 8 Control anti-surge.....	22
III.9 Control de Carga .....	22
<b>CAPITULO IV .....</b>	<b>26</b>
MARCO METODOLÓGICO .....	26
IV.1 Recopilación de la información .....	26
IV.2 Revisión bibliográfica.....	26
IV.3 Análisis de grados de libertad .....	26
IV.4 Elaboración de una simulación dinámica estacionaria y dinámica del tren de compresores de una planta compresora.....	27
IV.5 Desarrollo del modelo matemático correspondiente a los algoritmos de control de carga y control anti-surge (control predictivo). .....	29
IV.6 Programación en Matlab, LabView o UNISIM-Design de un módulo de control que ejecute los algoritmos de control de carga y control anti-surge. ....	30
IV. 7 Desarrollo de una interfaz o módulo en Matlab, LabView y/o UNISIM-Design que permita la incorporación de parámetros para la configuración de los algoritmos del módulo control.....	31
<b>CAPÍTULO V.....</b>	<b>32</b>
RESULTADOS Y SU DISCUSIÓN .....	32
Análisis de grados de libertad del proceso de compresión de gas natural a simular.....	32
Simulación en estado estacionario del tren de compresores de una Planta Compresora empleando el software UNISIM-Design. ....	34
simulación en estado dinámico a lazo abierto de un tren de compresores de una planta compresora empleando el software UNISIM-Design. ....	38
Desarrollo del modelo matemático correspondiente a los algoritmos de control de distribución de carga y control anti-surge.....	44



Desarrollo en Matlab, LabView y/o UNISIM-Design un módulo de control que ejecute los algoritmos de control de carga y control anti-surge de una planta compresora. ....	54
Desarrollo de una interfaz o módulo que permita la incorporación de parámetros para la configuración de los algoritmos del módulo control en software como Matlab, LabView y/o UNISIM-Design. ....	68
<b>CAPÍTULO V.....</b>	<b>69</b>
CONCLUSIONES .....	69
<b>RECOMENDACIONES.....</b>	<b>71</b>
<b>REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</b>	<b>72</b>
<b>APÉNDICE.....</b>	<b>74</b>
<b>ANEXOS .....</b>	<b>84</b>

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura N° 1. Mapa del compresor (Fuente: Gómez y Rebolledo, 2012). .....	11
Figura N° 2. Línea de surge en un compresor (Obtenido del Simulador) .....	16
Figura N° 3. Diagrama de Flujo del Proceso de Compresión en una etapa.....	20
Figura N° 4. Sistema de distribución de un fluido incompresible entre dos tanques por medio de una bomba. ....	23
Figura N° 5. Representación de las curvas del sistema y la curva característica de la bomba para un cambio en el cabezal hidrostático.....	24
Figura N° 6. Tendencia del control de presión PIC-107 en el tanque pulmón o múltiple de alimentación. ....	40
Figura N° 7. Respuesta a lazo cerrado del control de presión de succión PIC-100 de la cadena de compresores. ....	41
Figura N° 8. Determinación gráfica del punto de operación requerido para mantener constante el flujo estándar y presión de descarga del compresor (Elaboración propia).....	47
Figura N° 9. Diagrama de bloques del algoritmo de control de distribución de carga. ....	48
Figura N° 10. Diagrama de bloques del algoritmo de control anti-surge. ....	53
Figura N° 11. Hoja de cálculo del simulador comercial donde se realizó la programación.....	54
Figura N° 12. Respuesta a lazo abierto (control de carga) del flujo molar, presión y temperatura a la descarga de la planta ante el bloqueo de dos estaciones de flujo	56
Figura N° 13. Respuesta a lazo cerrado de la presión del tanque múltiple (control de presión PIC-100) ante el bloqueo de 3 estaciones de flujo .....	57
Figura N° 14. Respuesta estabilizada a lazo abierto (control de carga) del flujo molar, presión y temperatura a la descarga luego de estabilizada la simulación.	58
Figura N° 15. Respuesta a lazo cerrado (control de presión) del PIC-100 para 3 estaciones de flujo bloqueadas. ....	59
Figura N° 16. Respuesta a lazo cerrado del flujo molar para el control de carga, ante el bloqueo de dos estaciones de flujo. ....	60

Figura N° 17. Respuesta de la variable manipulada del control de carga (rpm del compresor) ante el bloqueo de dos estaciones de flujo para la primera etapa. ....	62
Figura N° 18. Punto de operación en el primer compresor, como resultado de la acción del control de carga.....	63
Figura N° 19. Comportamiento de la variable de proceso (PV), set point SP y apertura de válvula de recirculación a lazo cerrado del control anti-surge (IC-102) en la 1ra etapa de compresión. ....	64
Figura N° 20. Punto de operación del 1er compresor en la línea de control anti-surge.....	65
Figura N° 21. Comportamiento de la variable de proceso (PV), set point SP y apertura de válvula de recirculación a lazo cerrado del control anti-surge (IC-102) en la 3ra etapa de compresión. ....	66
Figura N° 22. Punto de operación del 7mo compresor en la línea de control anti-surge.....	67
Figura N° 23. Módulo para la incorporación de parámetros de entonamiento del algoritmo de control anti-surge. ....	68
Figura N° 24. Punto de operación del 2do compresor en la línea de control anti-surge.....	77
Figura N° 25. Punto de operación del 3er compresor en la línea de control anti-surge.....	77
Figura N° 26. Punto de operación del 4to compresor en la línea de control anti-surge.....	78
Figura N° 27. Punto de operación del 5to compresor en la línea de control anti-surge.....	78
Figura N° 28. Punto de operación del 6to compresor en la línea de control anti-surge.....	79
Figura N° 29. Condiciones normales de operación, planta compresora.....	84
Figura N° 30. Diagrama de Flujo (esquemático) de la Planta Compresora. ....	85

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla N° 1. Grados de libertad obtenidos en los principales equipos para la simulación en estado estacionario. ....	32
Tabla N° 2. Grados de libertad en estado dinámico y su relación con los lazos de control. ....	33
Tabla N° 3. Lazos básicos y de control avanzado aplicados en la etapa 1 de compresión. ....	34
Tabla N° 4. Composición molar y propiedades del gas de alimentación. ....	35
Tabla N° 5 Especificaciones hechas para simulación en estado estacionario (1ra etapa de compresión).....	36
Tabla N° 6. Comparación de la simulación dinámica (etapas 1 y 2) con planta real de las condiciones normales de operación. ....	37
Tabla N° 7. Matriz causa-efecto de perturbaciones a la planta en la simulación dinámica. ....	39
Tabla N° 8. 4ta etapa de compresión fuera de operación.....	43
Tabla N° 9. Condiciones de operación obtenidas en la simulación dinámica. ....	80
Tabla N° 10. Valores obtenidos en la simulación estacionaria para los equipos principales. Etapa 3. ....	81
Tabla N° 11. Valores obtenidos en la simulación estacionaria para los equipos principales. Etapa 4. ....	81
Tabla N° 12. Valores obtenidos en la simulación estacionaria para los equipos principales. Etapa 5. ....	82
Tabla N° 13. Valores obtenidos en la simulación estacionaria para los equipos principales. Etapa 6. ....	82
Tabla N° 14. Valores obtenidos en la simulación estacionaria para los equipos principales. Etapa 7. ....	83
Tabla N° 15. Ensayo Cromatográfico del Gas Natural. Características de la Muestra.....	85

## INTRODUCCIÓN

Actualmente la industria química y petroquímica posee un continuo desarrollo hacia las áreas de compresión de gas natural, por lo cual es necesario la búsqueda y desarrollo de estrategias de control que permitan la operación eficiente y segura en este tipo de plantas.

Por otra parte, el creciente avance en materia de simulación de procesos cobra gran importancia cada año, dada las grandes ventajas que posee, entre otras, la obtención de los parámetros de operación más adecuados para la planta, entrenamiento de operadores y, por tanto, ahorro de recursos económicos y tiempo; siendo entonces pertinente la inversión de recursos en dicho área.

El presente Trabajo Especial de Grado posee como meta la elaboración de la simulación dinámica de una planta compresora de gas natural, así como la programación de las estrategias de control de carga (capacidad) y control antisurge. La metodología empleada para el cumplimiento de cada uno de los objetivos propuestos en este trabajo se inicia con la recopilación y análisis de la información bibliográfica, continúa con el planteamiento de los fundamentos de la investigación, el diseño de la simulación en estado estacionario y posteriormente la simulación dinámica empleando el software UNISIM-Design; al igual que el desarrollo de las estrategias de control. Se prueban los distintos escenarios y perturbaciones típicas a la planta, tales como la caída de una etapa de compresión, bloqueo o falla de las estaciones de flujo que alimentan a la planta, con el fin de verificar la validez y correcto funcionamiento tanto de la simulación como de los algoritmos de control implementados y de la capacidad de respuesta y rechazo ante dichas perturbaciones. Seguidamente, se analiza tales resultados y discute en forma comparativa con los valores de planta en condiciones de diseño.

Por último, se presentan las conclusiones obtenidas de este estudio, entre las cuales destaca la utilidad comprobada que posee el implementar estrategias de control para el flujo que procesa un compresor, tanto para satisfacer la demanda o consumo de gas comprimido aguas abajo (control de carga) como para la

protección y seguridad del equipo y personal (control antisurge). De igual modo, se aprecia la importancia que a nivel de ingeniería de procesos representa la simulación de un sistema de compresión real. Entre las recomendaciones se incluye profundizar en el estudio del evento de surge (oleaje en el compresor) con el fin de comprender mejor dicho proceso y construir así una mejor simulación para de esta forma desarrollar una estrategia de control más efectiva.

# CAPÍTULO I

## FUNDAMENTOS DE LA INVESTIGACIÓN

### I.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Todo proceso de compresión de gas posee la necesidad de controlar diversas variables de interés. La variable a controlar dependerá del tipo de proceso de compresión involucrado. Entre las variables más comunes a controlar se encuentran: presión de succión, presión de descarga, flujo másico o flujo volumétrico compensado por temperatura y presión (capacidad). Actualmente en la industria química y petroquímica los procesos de compresión de gas natural (GN) juegan un papel muy importante como parte de diversos procesos. En Venezuela se cuenta con varias plantas para este propósito, entre ellas la Planta Compresora de Gas Tía Juana 3, ubicada en el Edo. Zulia.

Por otra parte, es sabido que la presencia de perturbaciones en todo proceso es inevitable; por ejemplo, en los procesos de compresión de gas, las perturbaciones típicas suelen ser, entre otras: aparición de condensados como consecuencia de cambios en la composición molar del gas y disminución de la presión o flujo de gas desde los cabezales de los pozos, por lo que, de no tomar acción correctiva frente a esta última perturbación, entonces se manejará un flujo o capacidad distinta a la de diseño o a la requerida por las plantas a las que se envía el gas; es así como frente a este último problema es pertinente aplicar el denominado control de carga, control de capacidad o control de desempeño. Para ejercer dicho control la variable manipulada, comprende, entre otras: válvula de aspiración, válvula de descarga o la velocidad de rotación. Sin embargo, la variable a manipular dependerá de la dinámica del proceso en general, según lo reportado en la bibliografía consultada (Manual de Compressor Control Corporation, 1999).

Así mismo, la presencia del oleaje (surge en inglés) es una característica en la operación de compresores centrífugos. El evento de surge u oleaje se define como la ocurrencia de cambios en la dirección del flujo y como el caudal para el cual una reducción adicional en el flujo ocasionará pulsaciones, esto es, la inversión momentánea del flujo

hacia la succión o entrada del compresor (Greene, 1998). Las oscilaciones que se producen ocasionan grandes vibraciones del equipo y de esta forma se compromete la integridad del compresor y los operadores, reduciendo la vida útil de la máquina y poniendo en riesgo la vida del personal de la planta. Además puede producirse sobrecalentamiento del equipo debido a la oscilación prolongada. (Greene, 1998). Para la planta es muy importante prevenir, detectar y controlar la condición de oleaje o surge, previniendo de esta forma pérdidas económicas por daños a los compresores y disminución en la capacidad de producción. Teniendo en cuenta que el impacto que posee un evento de surge sobre el proceso es bastante crítico, se hace necesario la aplicación de un control anti-surge en las plantas compresoras de gas.

Por otro lado, ante el hecho de que Venezuela es el séptimo país con mayores reservas probadas de gas natural, es importante o pertinente emplear recursos que se traduzcan en el desarrollo de estrategias de control automatizado con el fin de encontrar mejorías en los procesos asociados al manejo del gas natural. Ha sido muy notorio el continuo avance del desarrollo de software de la simulación de procesos en el área de la ingeniería química, siendo ésta una herramienta con inmensa utilidad para el diseño y prueba de estrategias de control. Cabe destacar que la simulación de procesos posee ciertas ventajas entre las que puede mencionarse:

- Estudio en tiempo real del proceso ante la presencia de perturbaciones al mismo, generando así diferentes contextos de operación.
- Análisis y predicción del comportamiento de la planta ante dichos contextos o escenarios, escogiendo de esta forma alternativas de funcionamiento que mejoren la operación de planta.
- Adiestramiento de operadores o personal de planta mediante el uso de simulación que represente el comportamiento dinámico del proceso.

Ante la situación planteada se persigue desarrollar con este Trabajo Especial de Grado una serie algoritmos de control avanzado; entre ellos el control de carga que permita que la planta compresora entregue el caudal de gas natural requerido por las plantas a las que es enviado el gas y estrategias de control anti-surge, evitando de esta forma daños al equipo producto de las oscilaciones de flujo; de igual forma es importante desarrollar una simulación dinámica del proceso que permita la validación y pruebas de



los diferentes algoritmos de control a desarrollar, incluyendo un módulo para el uso del usuario de la simulación, con el fin de configurar los parámetros de control.

## **I.2 OBJETIVOS**

Se presenta a continuación el objetivo general y los objetivos específicos de éste Trabajo Especial de Grado.

### **I.2.1 OBJETIVO GENERAL**

Simular en estado dinámico una Planta Compresora de gas natural para representar el caso de diseño de la misma y programar algoritmos de control de carga y control anti-surge empleando el software UNISIM-Design y/o Matlab.

### **I.2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

- Realizar un análisis de grados de libertad del proceso de compresión de gas natural.
- Elaborar una simulación en estado estacionario del tren de compresores de una planta compresora empleando el software UNISIM-Design.
- Elaborar una simulación en estado dinámico a lazo abierto del tren de compresores de una planta compresora empleando el software UNISIM-Design.
- Desarrollar el modelo matemático correspondiente a los algoritmos de control de carga y control anti-surge.
- Desarrollar en Matlab, LabView y/o UNISIM-Design un módulo de control que ejecute los algoritmos de control de carga y control anti-surge de una planta compresora.
- Desarrollar una interfaz (módulo) que permita la incorporación de parámetros para la configuración de los algoritmos del módulo control en software como Matlab, LabView y/o UNISIM-Design.

## CAPÍTULO II

### ANTECEDENTES

Se presenta a continuación los trabajos de investigación relacionados con este trabajo.

**Gómez, M. y Rebolledo J. (2012).** En su Trabajo Especial de Grado titulado “*Simulación de un algoritmo de control de los fenómenos de Surge y Stonewall en un compresor centrífugo, utilizando los software Matlab e HYSYS*” desarrollaron un algoritmo para ejecutar el control anti-Surge y control anti-Stonewall, además del control de capacidad para el compresor K-301 de la sección 300 de la planta Metanol de Oriente (METOR). Para ello dividieron el proyecto en tres fases; siendo éstas: primera fase: simulación del compresor K-301 en el software de simulación industrial HYSYS; segunda fase: desarrollo de los protocolos OLE y TCP/IP para la comunicación a través de Internet entre los software HYSYS y Matlab, siendo éste el objetivo principal de dicho proyecto, para ello emplearon el programa Visual-Studio para el intercambio de datos. Finalmente, en la tercera etapa evaluaron y verificaron el funcionamiento de la estrategia de control desarrollada, además propusieron la inclusión de la capa de protección SIS al proceso.

Para el control de capacidad (performance) tomaron como criterio que dicho control entraría en acción solo cuando el punto de operación se encontrara en la zona normal de operación. La ejecución del control se realizó mediante la variación de la energía suministrada al impulsor, la cual es directamente proporcional a la velocidad de rotación del compresor. El tipo de controlador que desarrollaron para el control de capacidad es el de un Proporcional Integral (PI), estableciendo como variable controlada la presión de succión al compresor.

En el trabajo de Gómez y Rebolledo se logra implementar un algoritmo de control que evita que el compresor entre en la zona de surge o stonewall en tiempos de ejecución bastante cortos (en el orden de milisegundos). Se establece una comunicación entre el proceso (simulación en HYSYS) y el controlador (Matlab).

**Anzola, L., (2011).** En su trabajo de investigación denominado “*Modelado matemático estacionario y dinámico de un tren de compresión multietapas y de la turbina de vapor asociada.*” Realiza el modelado matemático de un tren de compresión de tres etapas incluyendo equipos como aerofriadores, separadores flash, intercambiadores de calor y una turbina de vapor de extracción con condensación mediante el software Matlab. Anzola utiliza métodos numéricos para la resolución de las ecuaciones diferenciales que describen cada una de las operaciones unitarias; siendo los modelos estacionarios de orden cero y los modelos dinámicos ecuaciones diferenciales ordinarias, a excepción de los equipos rotativos (turbina y compresores) que se basan en las curvas de desempeño. Anzola realizó un análisis de grados de libertad equipo por equipo, siguiendo la dirección o sentido de flujo en cada corriente de proceso. Para el estado dinámico consideró la acumulación de masa, energía y cantidad de movimiento en cada equipo como variables adicionales, además de  $C + 2$  variables, donde  $C$  es el número de componentes. En cuanto al modelado matemático de los equipos como turbina y compresor, el mismo se basó en las curvas de funcionamiento proporcionadas por el fabricante de éstos.

Cada una de las curvas de velocidad de rotación constante fue determinada por medio de los polinomios de Newton de interpolación; mientras que para velocidades intermedias utilizó el método de búsqueda en tabla, según Sonstebo (2009). Además, Anzola dispuso de un algoritmo para ajustar la curva de presión de descarga en función de los cambios en el peso molecular, temperatura y presión en la succión del compresor. En cuanto a los intercambiadores de calor el modelado matemático planteado fue riguroso en cuanto a que el mismo es capaz de determinar el coeficiente global de transferencia de calor, además de si existe un cambio de fase del fluido dentro del intercambiador. Para los separadores flash, el modelado matemático estacionario que consideró fue adiabático.

La programación de los modelos matemáticos de los equipos involucrados se realizó en Matlab a través de las funciones *fsolve* y *fzero*, dado que se trató con sistemas de ecuaciones algebraicas, premisa en la que se basará el presente Trabajo Especial de Grado. Anzola también entonó los lazos de control del tren de compresión, entre ellos el desacoplador y del controlador anti-ondeo (anti-surge). Para ello empleó el modelado dinámico del tren de compresores; además utilizó la regla de que para eliminar

interacciones entre los diferentes lazos de control que afecten al proceso negativamente, el tiempo de estabilización del lazo de control más lento debe ser de tres a diez veces mayor al tiempo de respuesta del lazo inmediatamente más rápido.

El aporte del trabajo de investigación de Anzola para este trabajo consiste en que se modeló y programó las curvas características del compresor, lo cual será utilizado como parte del desarrollo del algoritmo de control anti-surge. De igual forma se desarrolló un algoritmo de desempeño, que podría utilizarse como base para el desarrollo del control de capacidad en este trabajo.

**Hernández, F., Olguín L. y Romero, J., (2009).** En su trabajo de investigación *“Propuesta de control para el efecto surge de un compresor centrífugo”*. Los compresores de la Hidrodesulfuradora de la planta de la Refinería Miguel Hidalgo no poseían implementado un control automático para el efecto surge; calcularon el punto de operación y así determinaron que tan próximo se encuentra a la línea límite de surge, es decir, el algoritmo construido es capaz de detectar cuando el compresor entra en surge o se aproxima a este evento. Posteriormente determinaron los márgenes de control (seguridad), esto es, la línea que define la mínima distancia entre el punto de operación y la línea de surge, siendo ésta establecida como función del margen de seguridad. Además, aplicaron un control PID (Proporcional Integral Derivativo) que estableciera la línea de control como punto de control (Set Point) e hiciera corrección sobre el punto de operación para mantener dicho punto cercano a la línea de control, más no cercano a la línea de surge. La importancia de la investigación mencionada para este trabajo es la posibilidad de implementar un algoritmo similar de detección de surge, como parte fundamental del propio control anti-surge.

**Staroselsky, N., Ladin, L., (1974).** Desarrollaron una estrategia y sistema de instrumentación mejorado para el control de oscilaciones. Para ello, estos autores relacionaron las oscilaciones con el funcionamiento del compresor, luego determinaron donde empiezan las oscilaciones y en cual punto se debe ajustar el sistema de control para evitarlas. Posteriormente, describieron los instrumentos, las estrategias de control y la calibración del equipo. Dicho trabajo de investigación es incluido dentro del texto de teoría (**Greene, 1998**).

## **CAPÍTULO III**

### **MARCO TEÓRICO**

#### **III. 1 COMPRESOR**

Un compresor es una máquina cuya función es la de aumentar la presión de un fluido compresible (gas y vapor) para lograr impulsarlo o desplazarlo a través del aumento de la velocidad del impulsor por el que pasa el fluido. La presión del gas se eleva como consecuencia de la reducción de su volumen específico. El compresor no solo desplaza al fluido sino que también modifica su temperatura y en consecuencia, su densidad. Según la forma en que se ejerce el intercambio de energía entre el compresor y el fluido, los compresores se clasifican en diferentes tipos: compresores rotativos, compresores rotodinámicos y compresores alternativos. Otra clasificación comúnmente dada a los compresores atiende al tipo de desplazamiento del fluido: de desplazamiento positivo y de flujo continuo. En este Trabajo Especial de Grado se trabajará únicamente con compresores rotativos o centrífugos.

#### **COMPRESOR CENTRÍFUGO**

Un compresor centrífugo es una máquina que convierte energía cinética en presión. El aumento de presión se da gracias a elementos del tipo rotativo; lo cuales comprenden los impulsores que aceleran de forma radial al fluido y a los difusores que son elementos estáticos que integran parte de la carcasa. (Acedo, 2006). Este tipo de compresor se fundamenta en contener uno o varios impulsores cuyo número dependerá de la magnitud que se requiere lograr en la presión de descarga. Por lo general este tipo de compresores posee velocidades que abarcan desde los 300 rpm hasta los 8000 rpm. Aunque también existen los compresores de velocidad constante, los compresores de velocidad variable poseen mayor eficiencia en comparación que los de velocidad fija, dado que poseen mayor capacidad de adaptación en la demanda de energía (Hanlon, 2001). En general, un compresor se adapta para cumplir una de tres de las siguientes condiciones (Hanlon, 2001):

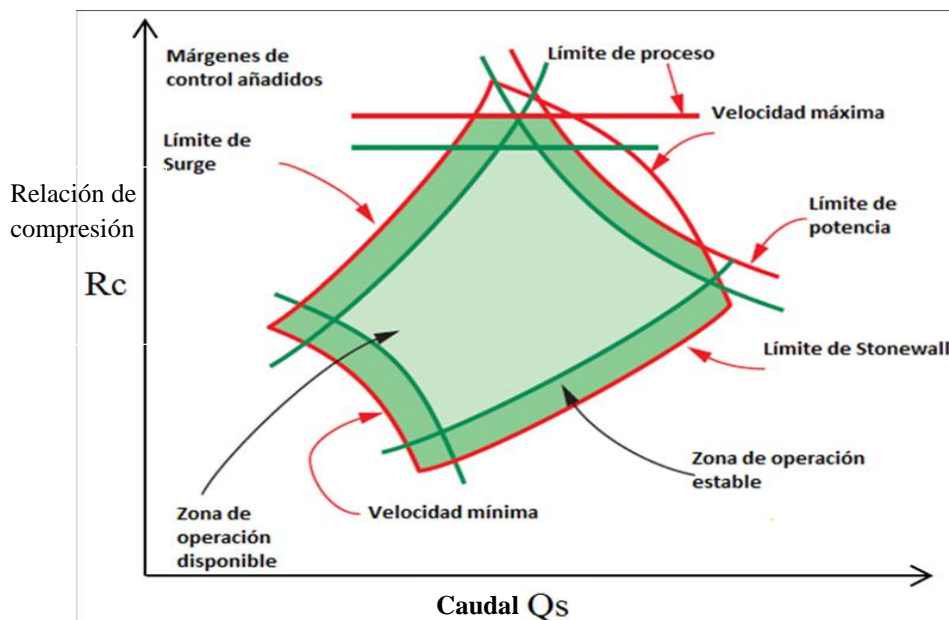
- Mantener constante la presión de succión del compresor.
- Mantener constante el flujo volumétrico o caudal.

- Mantener constante la presión de descarga.

Para los compresores de velocidad variable es necesario conocer el mapa del compresor proporcionado por el fabricante del equipo.

### CURVAS DEL FABRICANTE

Consiste en una serie de curvas (gráficas) que muestran el rendimiento del compresor a través de la relación que existe entre la relación de compresión (presión de descarga/presión de succión), eficiencia y/o cabezal con el caudal o gasto másico, mostrados en el rango de operación normal del compresor para cada velocidad (rpm) de operación. La forma de construir estas curvas es netamente experimental y se basa en diversas pruebas realizadas para determinadas condiciones, medidas a la succión del compresor; temperatura, presión de succión y peso molecular del gas. Luego se obtiene la relación que involucra a dichas variables y se establece el mapa de funcionamiento del compresor mediante regresión matemática. En la Figura N° 1 se representa el mapa de un compresor centrífugo.



**Figura N° 1. Mapa del compresor (Fuente: Gómez y Rebolledo, 2012).**

En la figura N° 1 se muestra la relación de compresión  $R_c$  en función del caudal de succión  $Q_s$  en las zonas de operación segura (normal de operación), así como las zonas límites representadas por las curvas de surge y stonewall (flujo máximo)

admitido por el compresor). También son mostrados los valores límites de potencia y velocidad.

### **CAPACIDAD**

La capacidad o carga en un compresor se encuentra referida al flujo másico o volumétrico que ingresa a éste. Normalmente representa el volumen de gas antes de ser comprimido, es por ello que el flujo debe ser medido en la succión del compresor, normalmente en condiciones estándar (60 °F y 14,7 psia).

### **CONSTRUCCIÓN DE LAS CURVAS DEL FABRICANTE**

Para construir las curvas características del compresor en el simulador (UNISIM-Design) es necesario disponer de información tal como peso molecular, factor de compresibilidad, temperatura y presión del gas en la succión del compresor.

Se explica a continuación el procedimiento necesario para la construcción de las curvas mencionadas anteriormente.

En primer lugar se debe disponer de los gráficos o de relaciones equivalentes a los siguientes:

- Relación de presión de descarga-presión de succión en función del flujo volumétrico actual, las condiciones actuales se refieren a las condiciones de operación bajo las cuales trabaja el compresor realmente.
- Relación de potencia-presión de succión en función del flujo volumétrico actual.
- Ambos gráficos deben estar elaborados a diferentes valores de velocidad del compresor y deben ser conocidas sus unidades.

Deben estar especificadas las condiciones bajo las cuales se construyeron estas curvas, que comprenderían: peso molecular del gas, temperatura y presión.

Como segundo paso, deben conocerse las condiciones de operación o de diseño de la corriente a la succión del compresor.

Como tercer paso, se deben seleccionar diversos valores de caudal que abarquen el mayor barrido de curva, es decir, que se pueda construir una curva de cabezal o potencia lo más exacta posible; esto se logra trabajando con suficiente cantidad de puntos, dependiendo de lo amplio o estrecho del mapa del compresor.

Una vez seleccionado el caudal (abscisa), se traza una línea vertical hasta la primera curva de velocidad; sobre el punto de intersección originado se traza una línea horizontal y se lee el valor de la ordenada correspondiente.

En el primer gráfico, el mismo sería el valor de la relación presión de descarga/presión de succión; se multiplica este factor por la presión de succión (reportada por el fabricante) y se tendría el valor de la presión a la descarga. El procedimiento anterior se repite hasta finalizar la serie de los valores de caudal seleccionados.

### **LEYES DE AFINIDAD**

En los compresores centrífugos, ventiladores se aplican las leyes de afinidad, también denominadas leyes de semejanza las cuales son las mismas que las aplicadas a las bombas centrífugas y se refieren a la variación en el caudal, el cabezal de fluido y la potencia como función de la velocidad de rotación (Greene, 1998), mientras que la eficiencia permanece prácticamente constante para cambios en la velocidad de rotación del compresor (Mott, 2006).

A continuación se presentan cada una de las leyes de afinidad:

- La capacidad varía en forma directa con la velocidad.

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{N_1}{N_2} \quad \text{Ecuación 1}$$

Donde:

$Q_1$ : Caudal o flujo volumétrico a las condiciones de diseño. (m<sup>3</sup>/s) o ACFM (pies cúbicos por minuto actuales).

$Q_2$ : Caudal o flujo volumétrico a las condiciones requeridas. (m<sup>3</sup>/s) o ACFM (pies cúbicos por minuto actuales).

$N_1$ : Velocidad de rotación del compresor a las condiciones de diseño (rpm).

$N_2$ : Velocidad de rotación del compresor a las condiciones requeridas (rpm).

- La carga total varía con el cuadrado de la velocidad.

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

Donde:

$H_1$ : Carga o cabezal de fluido a las condiciones de diseño (pies) o (m).

$H_2$ : Carga o cabezal de fluido a las condiciones requeridas (pies) o (m).

$N_1$ : Velocidad de rotación del compresor a las condiciones de diseño (rpm).

$N_2$ : Velocidad de rotación del compresor a las condiciones requeridas (rpm).



- La potencia requerida por el compresor varía con la potencia cubica de la velocidad.

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^3 \quad \text{Ecuación 3}$$

Donde:

$P_1$ : Potencia del compresor a las condiciones de diseño (kW) o (hp).

$P_2$ : Potencia del compresor a las condiciones requeridas (kW) o (hp).

$N_1$ : Velocidad de rotación del compresor a las condiciones de diseño (rpm).

$N_2$ : Velocidad de rotación del compresor a las condiciones requeridas (rpm).

### **SURGE**

El fenómeno del surge u oleaje se presenta cuando el caudal de entrada se reduce lo suficiente para provocar una inversión momentánea en el sentido del flujo dentro del compresor. Si a determinada velocidad del compresor disminuye el flujo de succión, la presión de descarga también disminuye, pudiendo llegar a ser menor que la presión existente en la línea de impulsión, ocasionando una inversión del flujo de gas, lo que hace que se modifique la presión en la línea de impulsión y por ende se recupera la presión de descarga, repitiendo el ciclo del surge, produciendo un funcionamiento errático. Esta es una condición de inestabilidad, variando en intensidad, la cual puede darse desde una vibración audible hasta violentos choques. (Acedo, 2006).

### **FACTORES QUE AFECTAN EL EFECTO SURGE EN EL COMPRESOR**

Comúnmente la inversión del flujo posee una duración que abarca desde los 20 a 40 ms, (Hernández, F., Olguín L. y Romero., 2009). Durante estos tiempo las continuas oscilaciones provocan aumentos peligrosos de la temperatura del equipo, vibraciones, ruido excesivo y disparos del compresor, además, los operadores pudieran no detectar el inicio del surge.

Entre los factores que afectan el surge, se encuentran:

- Flujo:
  - Oscilaciones rápidas del flujo.
  - Inversión brusca del flujo.

- Presión:  
Oscilaciones momentáneas de la presión, causando inestabilidades al proceso.
- Temperatura:  
Aumento de la temperatura del compresor.

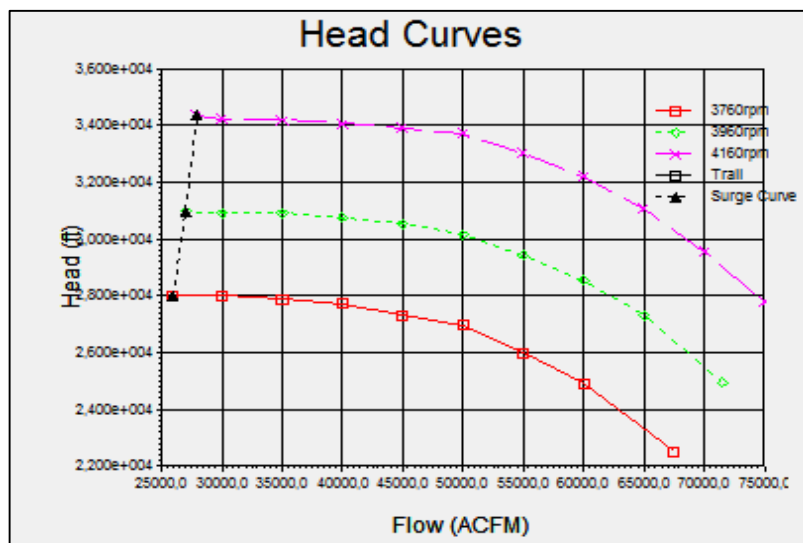
Todos estos eventos mencionados anteriormente persistirán hasta el fin del surge.

### **CONSTRUCCIÓN DE LA LÍNEA DE SURGE O LÍNEA LÍMITE DE SURGE (LLS)**

Para la construcción de la línea de surge en el simulador UNISIM-Design, es necesario determinar la ecuación de la recta que pasa por los puntos iniciales de caudal-cabezal, esto es, para los valores mínimos de caudal o cabezal representados para cada valor de velocidad (rpm) del compresor. El proceso matemático para determinar la ecuación de tal recta es un ajuste lineal, basándose así en un método empírico.

La línea de surge muestra los valores de caudal, a los cuales, trabajando a esas velocidades del compresor, se ha de presentar el problema de surge, esto es, el flujo que pasa por el compresor se hace mínimo en comparación a la presión de descarga, por lo que el flujo se vuelve inverso, generando el oleaje. Si esto sucede se presentan graves daños al equipo.

Para la curva de surge: se elige el primer (menor) caudal correspondiente a la primera velocidad o rpm del compresor y su respectivo cabezal, luego a la segunda velocidad se toma el menor caudal y se lee el correspondiente cabezal; se procede de forma análoga para la tercera curva de velocidad. Se tendrán al final los puntos obtenidos a través del ajuste lineal que proporcione el mayor coeficiente de correlación ( $R^2$ ), siendo ésta la recta adecuada, cuyos coeficientes son los parámetros necesarios para el diseño de la línea de surge en el simulador.



**Figura N° 2. Línea de surge en un compresor (Obtenido del Simulador)**

La figura N° 2 muestra la representación gráfica de la recta o línea de surge (línea punteada negra) obtenida en el simulador UNISIM-Design en una etapa de compresión.

**LÍNEAS DE CONTROL ANTI-SURGE:** Para el control anti-Surge es necesario la construcción de las denominadas líneas de control para el Surge. Estas líneas no son más que los límites requeridos para la operación normal del compresor antes de entrar al evento de Surge.

**Línea de Baja Recirculación (LBR):** Abre la válvula de recirculación en un 9%.

**Línea de Control de Surge (LCS):** Abre la válvula de recirculación mediante el control PI (de acción proporcional-integral).

**Línea Intermedia de Recirculación Total (LIRT):** Abre la válvula de recirculación en forma escalonada (10%, 20%, 30%, 40%)

**Línea Límite de Surge (LLS):** Es una referencia para las demás líneas de control.

**Línea Adicional de Seguridad (LAS):** Abre 100% la válvula e recirculación. También traslada las líneas adicionales hacia la derecha en un 5%.

### III.2 VÁLVULAS DE CONTROL

Las válvulas de control son generalmente los elementos finales de control más comunes y se encuentran en las plantas de proceso. Estas válvulas manipulan los flujos para mantener a las variables controladas en el punto deseado. La válvula de control actúa como una resistencia variable en las corrientes o líneas de proceso; la modificación de

su apertura, cambia la resistencia al flujo y por tanto al flujo propiamente; son elementos modificadores del flujo. (Corripio, 2008).

### **Dimensionamiento de Válvulas de control**

El dimensionamiento de una válvula de control consiste en el procedimiento para el cálculo del coeficiente  $C_v$ , el cual está definido como la cantidad de galones U.S de agua que fluyen a través de la sección transversal de una válvula cuya caída de presión es de 1 psi para apertura total de la misma, (Corripio, 2008). Sin embargo, la forma de calcular el coeficiente  $C_v$  dependerá del tipo de fabricante de la válvula o compañía.

**ECUACIONES PARA EL DIMENSIONAMIENTO DE VÁLVULAS DE CONTROL:** Las ecuaciones para el cálculo de  $C_v$  de una válvula varían en función del tipo de fluido que se procese (líquido o gas).

Para líquidos: 
$$C_v = q \times \sqrt{\frac{G_f}{\Delta P}}$$
 Ecuación 4

Donde:

$q$ : Flujo de líquido (gpm U.S.)

$\Delta P$ : Caída de presión en la sección transversal de la válvula ( $P_2 - P_1$ ) (psi)

$P_2$ : Presión de salida de la válvula (psi)

$P_1$ : Presión de entrada a la válvula (psi)

$G_f$ : Gravedad específica del fluido (adim.)

Para gas o vapor se tiene la ecuación empírica (del fabricante Masoneilan Corp.)

$$C_v = \frac{Q \times \sqrt{GT}}{836 C_f P_1 (y - 0,148y^3)}$$
 Ecuación 5

Donde:

$Q$ : Tasa de flujo de gas (scfh) (pies cúbicos estándar por hora). Las condiciones estándar son 14,7 psia y 60° F

$G$ : Gravedad específica del gas a 14,7 psia y 60° F. Para los gases perfectos es la relación entre el peso molecular del gas y el peso molecular del aire

$T$ : Temperatura (° R)

$C_f$ : Factor de flujo crítico (adim.)

$P_1$ : Presión de entrada a la válvula (psia)

$y$ : Condición crítica o subcrítica del flujo, definido por

$$y = \frac{1,63}{C_f} \sqrt{\frac{\Delta P}{P_1}} \quad \text{Ecuación 6}$$

### III. 3 GRADOS DE LIBERTAD

Los grados de libertad consisten en el número mínimo de variables que deben ser especificadas para que un proceso esté totalmente definido. (Stephanopoulos, 1988).

Si los grados de libertad son igual a cero significa que el proceso está totalmente definido.

Si el número de grados de libertad es menor a cero, el proceso está sobre-especificado y de esta forma no existe solución numérica al sistema.

Si el número de grados de libertad es mayor a cero, el proceso se encuentra sub-especificado. Por tanto, podrían darse especificaciones para solucionar el sistema o modelo.

Para realizar el análisis de grados de libertad en estado estacionario se deberá contabilizar e identificar el número de componentes químicos que posee el sistema (Henley & Seader, 2000). Asimismo deberá determinarse los balances de masa-energía asociados a cada corriente con el fin de identificar el número de ecuaciones que rigen el sistema, además de las ecuaciones referidas al modelo de compresión y las asociadas a los algoritmos de control.

La forma en que se determinan los grados de libertad en estado estacionario será entonces como sigue:

$$G = nV - nEi \quad \text{Ecuación 7}$$

Dónde:

$G$ : Número de grados de libertad (adim.)

$nV$ : Número de variables (adim.)

$nEi$ : Número de ecuaciones independientes (adim.)

Para el estado dinámico la forma de determinar los grados de libertad consistirá en de igual forma, contabilizar las variables y ecuaciones asociadas; teniendo en cuenta la variable tiempo y el término acumulación como una variable más del proceso (Varela, 2014).

Por lo que deberá utilizarse la siguiente ecuación:

$$f = V - E \quad \text{Ecuación 8}$$

Donde:

*f*: Número de variables especificadas por el usuario (adim.)

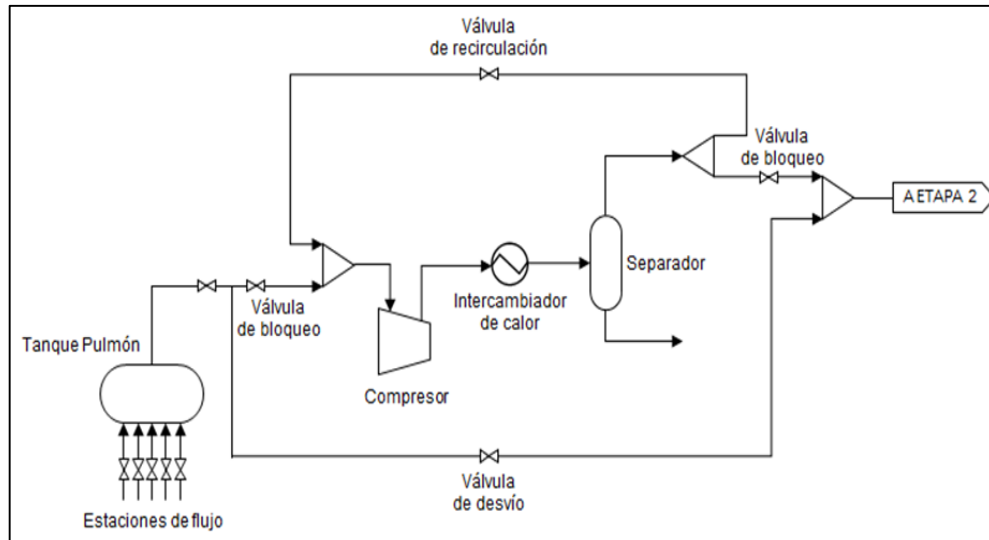
*V*: Número de variables (adim.)

*E*: Número de ecuaciones (adim.)

### **III.4 SISTEMAS DE COMPRESIÓN**

En general, un sistema típico de compresión de gas natural (GN) como el indicado en la Figura N° 3 se caracteriza por comenzar con la recepción del gas a una temperatura y presión determinadas en un tanque pulmón (separador) en donde se eliminan los posibles condensados contenidos en el gas. Posteriormente existe una división de la corriente principal a través de la válvula de desvío (bypass), teniéndose una corriente que es conducida hacia el primer compresor, mientras que la otra es tomada como corriente de bypass. El flujo de gas en su totalidad ingresa al compresor en donde se eleva la presión del gas. En operación normal la corriente de bypass permanece inactiva.

Seguidamente la corriente de gas comprimido es enfriada en un intercambiador de calor, el cual emplea algún fluido refrigerante (por lo general agua ambiental) para reducir la temperatura del gas; se evita de esta manera posibles daños a las tuberías y al compresor por sobrecalentamiento y se aumenta la eficiencia del proceso. Luego se introduce el gas en un separador, donde se pretende eliminar de éste los posibles condensados producto del enfriamiento del gas. Al salir del separador la corriente de gas es dividida en dos partes, una de las cuales constituye una recirculación al compresor y es activada en caso de presentarse una condición de surge o cuando exista muy poco flujo en la succión del compresor. En operación normal dicha corriente permanece inactiva. Se conduce entonces al gas hacia la segunda etapa de compresión y se repite el proceso efectuado en la primera etapa; análogamente se efectúa para el resto de las etapas.



**Figura N° 3. Diagrama de Flujo del Proceso de Compresión en una etapa.**

### III.5 MODELADO MATEMÁTICO

El modelado matemático es la representación en forma matemática de un proceso o fenómeno determinado. Siendo el modelado matemático un paso clave en la resolución de cualquier problema de ingeniería, a través de la aplicación de las leyes y/o teorías desarrolladas por la ciencia y su representación a través de sistemas de ecuaciones algebraicas o diferenciales (Scenna, 1999).

### III.6 SIMULACIÓN

La simulación es una técnica para el estudio y análisis de sistemas reales complejos a través de un modelo que representa tal fenómeno. En disciplinas como la Ingeniería Química, la simulación de procesos es de amplia utilidad en el diseño, gestión y mejoras de sistemas para de esta forma realizar toma de decisiones en busca de mejoras para el proceso real. Con la simulación es posible la aplicación de diversas pruebas al proceso o planta que si se ejecutaran en la realidad implicarían la inversión de recursos económicos y de tiempo. La simulación en estado no estacionario basada en procesos de compresión de gas generalmente se aplica con el fin de diseñar un sistema o planta compresora de gas, incluyendo los compresores, turbinas de gas, sistema o red de tuberías (gasoductos) entre otros equipos para el transporte y manejo del gas natural; también para la evaluación de compresores, es decir, el estudio del

comportamiento del equipo en función de las condiciones de operación presentes y/o las necesidades del proceso. De igual forma la simulación dinámica está orientada hacia la aplicación de estrategias de control automático y al adiestramiento de operadores de la planta bajo el concepto del OTS (Sistema de Adiestramiento de Operadores por sus siglas en inglés).

Por lo general los simuladores comerciales poseen la ventaja de representar el proceso en estado dinámico, con lo cual se reproduce el comportamiento de la planta en tiempo real. Un ejemplo de este tipo de simuladores es Aspen-HYSYS o UNISIM-Design.

Por lo general este tipo de simuladores de procesos antes mencionados posee la siguiente estructura en cuanto a los algoritmos que posee (Mestanza, A., Pineda L., 2007)

- Método modular-secuencial.
- Método orientado a ecuaciones
- Método modular simultáneo.

En este Trabajo Especial de Grado se utilizará un software de simulación comercial (UNISIM-Design) con el fin de validar y verificar las estrategias de control desarrolladas.

### **III. 7 CONTROL FEEDFORWARD**

El control Feedforward también denominado se encuentra basado en el modelo estacionario del proceso; su objetivo es el de rechazar perturbaciones medibles pero no controlables, a diferencia del control feedback, en el control feedforward, no es necesario esperar a que la variable controlada se desvíe del punto de control para tomar acción correctiva. Esto significa que la ventaja que presenta esta estrategia de control es que se puede actuar sobre la variable manipulada una vez que se detecte la perturbación y así eliminar su efecto sobre la variable de salida (controlada). Debe contarse con un modelo matemático del proceso, en el cual se tenga la relación que existe entre la variable manipulada y la perturbación. El control anticipativo se basa en la medición de una o más variables de entrada, actuando de forma simultánea sobre la variable manipulada, corrigiendo el efecto indeseable, compensándolo antes de que dicho efecto se note en la variable de salida. Otra ventaja es que este tipo de control es aplicable a procesos con una dinámica muy lenta (Corripio, 2008).



## **DISEÑO DEL CONTROL FEEDFORWARD**

Este tipo de control requiere conocimiento bastante exacto del proceso y de sus características estáticas y dinámicas y de la relación entre variable a controlar-variable manipulada-perturbación. En este caso en específico, se debe determinar la relación entre el caudal de operación y rpm (velocidad) del compresor para construir la función de transferencia del sistema de control. El diseño del sistema de control predictivo está basado en un modelo matemático del proceso en estado estacionario.

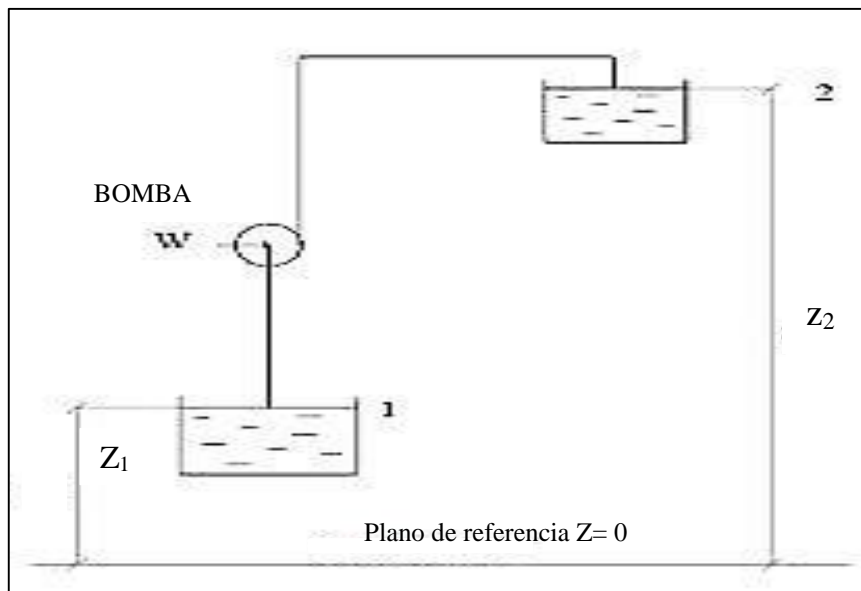
### **III. 8 CONTROL ANTI-SURGE**

El control anti-surge es la estrategia de control aplicada para tratar el fenómeno del oleaje (surge); el sistema funciona de la siguiente forma: Se establece la medición del flujo volumétrico o caudal a la succión del compresor, se compara el mismo con el valor deseado de caudal (set point); el cual es calculado según la línea de control, que es función de las rpm, caudal y la relación de compresión. El elemento final de control es una válvula de recirculación, ubicada en la línea de reciclo, dependiendo del valor de caudal medido, deberá aumentarse o disminuirse la apertura de dicha válvula, lo que significará mayor o menor flujo de recirculación hacia el compresor.

### **III.9 CONTROL DE CARGA**

El denominado control de distribución de carga se define como la estrategia de control avanzado que posee como objetivo mantener el caudal estándar en un valor deseado, incluso cuando existan perturbaciones influyendo en el proceso; esto es, garantizar que se mantenga aproximadamente constante el flujo molar procesado por el compresor, para ello también debe mantenerse constante la presión de descarga del compresor. En este caso, las perturbaciones para el proceso incluyen cambios en la presión/flujo del gas de alimentación, lo que se traduce en una reducción del caudal de gas a tratar. Ante pequeños cambios de dichas variables (presión o flujo), el sistema posee una válvula ubicada a la succión del compresor que amortigua tales efectos, pero para disturbios mayores, es necesario compensar la pérdida de energía, mediante el aumento de la potencia del compresor, que a su vez, implica una mayor velocidad de rotación (mayor rpm).

La figura N° 4 muestra la aplicación del principio de conservación de energía mecánica a un sistema conformado por dos tanques y una bomba que impulsa el fluido desde el primer hacia el segundo tanque:



**Figura N° 4. Sistema de distribución de un fluido incompresible entre dos tanques por medio de una bomba.**

La aplicación del principio de conservación de energía mecánica para el sistema mostrado en la figura anterior, entre los puntos 1 y 2 se establece de la siguiente forma:

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} + z_1 + H = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + z_2 + h_f \text{ Ecuación 9}$$

Donde:

$\frac{P_1}{\rho g}$ : Presión en el punto 1 expresada como altura de fluido o líquido (metros o pies de fluido)

$\frac{P_2}{\rho g}$ : Presión en el punto 2 expresada como altura de fluido o líquido (metros o pies de fluido)

$\frac{V_1^2}{2g}$ : Representa la energía cinética del fluido en el punto 1 expresada como altura de fluido (metros o pies de fluido), siendo  $V_1$  la velocidad media del fluido en el punto 1.

$z_1$ : Representa la energía potencial del fluido en el punto 1 (metros o pies de fluido)

$H$ : Cabezal desarrollado por la bomba (metros o pies de fluido)

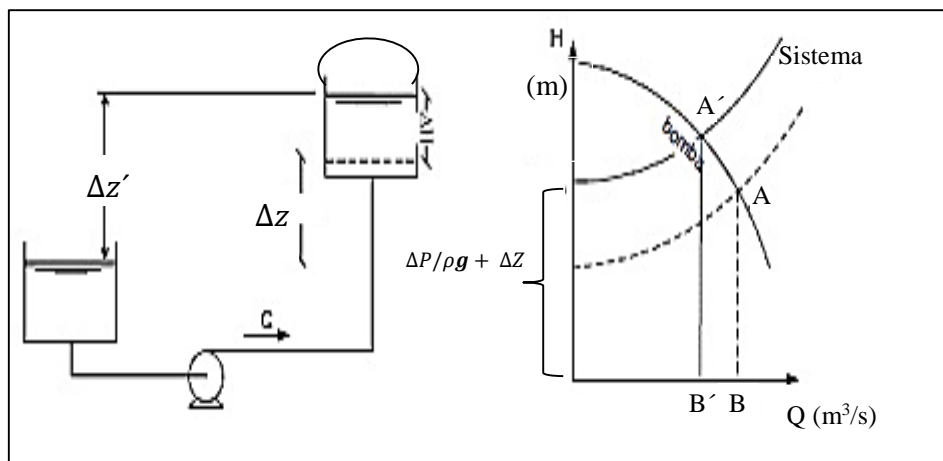
$\alpha$ : Coeficiente correctivo del término de energía cinética. Para régimen turbulento dicho término es prácticamente igual a la unidad ( $\alpha = 1$ ) (adimensional).

$h_f$ : Pérdidas de energía mecánica producto de la fricción del fluido en los tramos de tuberías y accesorios ubicados entre los puntos 1 y 2 (metros o pies de fluido)

Si se desea calcular la energía por unidad de peso del fluido (o cabezal) necesaria para que la bomba pueda impulsar el fluido desde 1 hasta 2, entonces se calcula el término  $H$  en la ecuación N° 9, la cual representa la curva del sistema.

$$H = \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + (z_2 - z_1) + \frac{\alpha_2 V_2^2 - \alpha_1 V_1^2}{2g} + h_f$$

Como se muestra en la ecuación de cabezal,  $H$  depende de los términos de carga hidrostática, dinámica y las pérdidas por fricción que son función del caudal. De ocurrir algún cambio en algunas de las variables, como por ejemplo una disminución en el nivel de líquido en el punto 2, una pérdida de presión en el punto 1, se presentará por tanto una modificación en la curva del sistema; para comprender mejor esta situación, se muestra la figura N° 5.



**Figura N° 5. Representación de las curvas del sistema y la curva característica de la bomba para un cambio en el cabezal hidrostático.**

Como se representa en la figura N° 5, al existir una modificación en el valor de la carga hidrostática del fluido ( $\frac{\Delta P}{\rho g} + \Delta Z$ ), se produce un desplazamiento de la curva del sistema. Para este caso, se tiene un punto inicial con valor de caudal B y

cabezal A, al aumentar el nivel de líquido  $Z_2$  o disminuir la presión  $P_1$ , operando a la misma velocidad de rotación (rpm), se tendrá otro punto de operación representado por caudal  $A'$  y cabezal  $B'$ . Es evidente que en esta última condición el caudal en  $B'$  es menor al caudal en B, por lo cual deberá incrementarse la velocidad de la bomba para compensar esta pérdida de energía. Similarmente sucede para el caso del proceso de compresión, cualquier disminución o aumento en la presión de succión del compresor o  $P_1$  (alimentación a la planta) provocará que la carga hidrostática también cambie y esto gráficamente se traduce en un desplazamiento de la curva del sistema, que si el compresor mantiene constante su velocidad, entonces se entregará un flujo o capacidad menores a las de diseño, ratificando este hecho la necesidad de aplicar el control de distribución de carga.

## **CAPITULO IV**

### **MARCO METODOLÓGICO**

Se presenta a continuación la metodología empleada para alcanzar cada uno de los objetivos específicos y el objetivo general de este Trabajo Especial de Grado.

#### **IV.1 RECOPIACIÓN DE LA INFORMACIÓN**

Con base a la información suministrada que comprende:

DFP, DTI, balances de masa, balances de energía, hojas de especificaciones de válvulas, se obtuvieron los parámetros claves para construir la simulación, tales como las condiciones de diseño de la planta: presión, flujo, temperatura y composición del gas natural de alimentación a la planta, número de etapas de compresión; coeficientes de diseño de las válvulas de succión, recirculación y bypass; dimensiones de los tanques separadores (depuradores); peso molecular, temperatura, presión, flujo a la succión y descarga de cada etapa de compresión, flujo de condensados, de igual forma se estudió y analizó la información referida al mapa de cada uno de los compresores de la planta seleccionada. Es importante enfatizar que esta información es la más importante para este Trabajo Especial de Grado.

#### **IV.2 REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA**

Se realizó un estudio y análisis de la información disponible en cuanto a los antecedentes o trabajos de investigación previos en los que se elaboran la simulación o modelado matemático de plantas de compresión y también se desarrollan estrategias de control avanzado para tales sistemas, con el fin de familiarizarse con el lenguaje, comprender los conceptos asociados y establecer la estructura de control más pertinente para este caso.

#### **IV.3 ANÁLISIS DE GRADOS DE LIBERTAD**

Al tener estudiado los equipos u operaciones unitarias (DFP) que definen la planta de compresión, se procedió a realizar un análisis de los grados de libertad del proceso,

orientándose por la metodología planteada en la sección II. 3 tanto en estado estacionario como en estado dinámico, estudiando el número de variables desconocidas en el proceso, así como el número de ecuaciones que integran el modelo matemático o simulación del sistema, con este análisis quedo determinado cuáles variables podían especificarse o ser definidas desde el punto de vista del usuario. Para la simulación estacionaria es necesario conocer los grados de libertad de diseño, siendo estos las dimensiones de los equipos. Para la simulación dinámica pueden apreciarse dos puntos de vista, el análisis de grados de libertad para ejercer el control en el proceso y los referidos al flujo-presión. Una vez definida la simulación estacionaria, se estableció los grados de libertad de control basado en el número de variables a manipular (Luyben, 1996). Por su parte los grados de libertad relacionados al flujo-presión los cuales ya han sido estudiados en la bibliografía, siendo lo importante el número de corrientes fronteras y/o nodos flujo-presión.

#### **IV.4 ELABORACIÓN DE UNA SIMULACIÓN DINÁMICA ESTACIONARIA Y DINÁMICA DEL TREN DE COMPRESORES DE UNA PLANTA COMPRESORA**

Para construir la simulación en estado estacionario y en estado dinámico del tren de compresión, incluyendo los equipos que también conforman la planta como separadores (depuradores de líquido), intercambiadores de calor, válvulas, tramos de tubería, mezcladores, entre otros, se analizó la bibliografía (información) asociada a cada equipo de la planta. Para la simulación en estado estacionario se emplearon los datos de diseño suministrados por MCL-CONTROL, S.A. Se empleó para ello el software o simulador de procesos: UNISIM-Design.

La secuencia de pasos para elaborar la simulación se estableció de la siguiente forma:

1. Selección de los componentes químicos de acuerdo a la composición molar del gas natural suministrada en los datos de diseño.
2. Selección del método termodinámico más apropiado. En este Trabajo Especial de Grado se trabajará con la composición típica del gas natural por lo cual la mayoría de los componentes son hidrocarburos de la serie C1 hasta C8+, siendo entonces Peng-Robinson el método adecuado.
3. Construcción del diagrama de flujo de proceso (DFP) de la planta de compresión. En este punto bajo el propio ambiente de simulación se

elegirán los equipos u operaciones unitarias necesarias para representar el proceso de compresión.

Fue necesario obtener la simulación en estado dinámico (ED) de la sección de compresión de la Planta Tía Juana 3, para lo cual fue necesario construir primeramente la simulación en estado permanente o estacionario del proceso (EE).

- 1) Estudio de las características y funcionamiento del proceso de compresión en la planta.
- 2) Inicialización de un archivo en UNISIM-Design en el que se reproduce cada uno de los equipos involucrados en el proceso, según información suministrada por el cliente.
- 3) Elaboración de las curvas de velocidad o mapas de cada compresor (1ro al 7mo) para ser suministradas como datos en el “Rating” (evaluación) requerida por el programa UNISIM-Design.
- 4) Se utilizó la información de diseño (curvas características del compresor suministradas por el fabricante, condiciones de operación según datos de diseño), para construir la simulación, lográndose reproducir el caso de diseño.
- 5) Se verificó la similitud que existe entre el punto de operación obtenido en el simulador UNISIM-Design y el reportado por el caso de diseño de la planta.
- 6) Se elaboró un protocolo de pruebas para la verificación de la simulación en estado estacionario, entre dichas pruebas se incluye: caída o salida de operación de una etapa de compresión, cierre o bloqueo de alguna de las estaciones de flujo que alimentan a la planta.

La simulación dinámica, matemáticamente, consiste en un conjunto de ecuaciones diferenciales con valores en la frontera con dependencia de la variable tiempo, esto quiere decir que se debió especificar los equipos de resistencia; coeficientes de diseño de las válvulas, coeficiente global de transferencia de calor multiplicado por el área total de transferencia de calor U.A en intercambiadores de calor; en caso de no conocer sus características o dimensiones geométricas, dimensiones de los separadores, al igual que los nodos de presión, bajo el concepto de la teoría flujo-presión. También debió incorporarse los lazos básicos de control (nivel, temperatura y presión.)

En detalle, la metodología que se siguió para la simulación dinámica es la siguiente:

- 1) Se generó un archivo en UNISIM-Design donde se elaboró la simulación en estado dinámico, usando como base la simulación anterior en estado estacionario (caso diseño).
- 2) Cada equipo fue colocado en la simulación con sus corrientes asociadas, comprobando que se reprodujeran los resultados del estado estacionario.
- 3) Las corrientes fronteras del proceso se especificaron por flujo y/o presión en función de la más adecuada.
- 4) Se calculó el coeficiente de diseño  $C_v$  para cada una de las válvulas (dimensionamiento de las válvulas).
- 5) Para el caso de los separadores, se incluyeron los lazos de control de nivel, incluyendo las características reales de las válvulas de control.
- 6) Para los intercambiadores de calor se colocó un controlador de temperatura para el gas a la salida de estos equipos.
- 7) Cada controlador fue activado en modo automático, se especificaron los valores de set point (SP), rango para la variable de interés y acción del controlador, así como los valores de los parámetros de entonamiento; ganancia proporcional ( $K_c$ ) y tiempo integral ( $T_i$ ).

#### **IV.5 DESARROLLO DEL MODELO MATEMÁTICO CORRESPONDIENTE A LOS ALGORITMOS DE CONTROL DE CARGA Y CONTROL ANTI-SURGE (CONTROL PREDICTIVO).**

Se desarrolló un modelo matemático para el algoritmo de control de distribución de carga basado en el control predictivo o por acción pre-calculada (control feedforward). Para ello se debió desarrollar un modelo de estado estacionario del proceso de compresión, con el fin de obtener el valor requerido de la variable manipulada en función de la variable controlada, la perturbación mayor al proceso y el set point o punto de control deseado del caudal estándar o presión de descarga. Este modelo de control es denominado "Control por acción precalculada de estado estacionario" Se tuvo en cuenta el hecho de establecer un balance dinámico entre la variable manipulada (velocidad del compresor) contra las perturbaciones asociadas (disminución de la



presión de alimentación) para así hacer más rápida la respuesta del lazo de control; es decir, el algoritmo se basó en un modelo que toma en cuenta la dinámica del proceso para lo cual se empleó una unidad de retraso de primer orden, conocida como un bloque de función de transferencia para fijar las rpm requeridas, con esta herramienta se indica un lapso de tiempo- determinado por la inercia del conjunto turbina y compresor -para la asignación de dicha rpm a la máquina propiamente. Además se complementó la estrategia con un ajuste fino del lazo por retroalimentación feedback-consistente en el cálculo de la salida (señal necesaria) del controlador que ajusta la variable controlada, mediante un bloque básico PID, en caso de que el bloque feedforward no logre mantener a esta en el set point. (Corripio, 2008). Ambas salidas feedforward y feedback son parte del bloque de suma y éste finalmente indica el valor requerido de la variable manipulada.

#### **IV.6 PROGRAMACIÓN EN MATLAB, LABVIEW O UNISIM-DESIGN DE UN MÓDULO DE CONTROL QUE EJECUTE LOS ALGORITMOS DE CONTROL DE CARGA Y CONTROL ANTI-SURGE.**

Se programó en el software UNISIM-Design el modelo matemático de control de carga y control anti-surge, para el cual se hizo uso de las hojas de cálculo disponibles en dicho software conocidas como “Spreadsheet” además de la herramienta denominada programador de eventos o “Event Scheduler” con el fin de ejecutar la salida de operación o caída de una etapa de compresión.

#### **IV. 7 DESARROLLO DE UNA INTERFAZ O MÓDULO EN MATLAB, LABVIEW Y/O UNISIM-DESIGN QUE PERMITA LA INCORPORACIÓN DE PARÁMETROS PARA LA CONFIGURACIÓN DE LOS ALGORITMOS DEL MÓDULO CONTROL.**

Se empleó la herramienta Spreadsheet del simulador UNISIM-Design para incluir los parámetros de entonamiento o configuración de los algoritmos de control, a modo de suministrar los valores de la ganancia proporcional  $K_c$  y tiempo integral  $T_i$  en una única hoja de cálculo y darle practicidad al usuario, evitándole el abrir cada una de las pestañas de los controladores. Este objetivo pudo haberse fusionado con el objetivo anterior, dado que la columna vertebral de los algoritmos de control de carga y anti-surge se constituye en el modelo matemático -expuesto anteriormente- y la estructura del PID para la cual es válida el entonamiento.

## CAPÍTULO V

### RESULTADOS Y SU DISCUSIÓN

En la presente sección se muestran los resultados obtenidos para cada uno de los objetivos propuestos en este TEG, así como el análisis de cada uno de ellos.

#### **ANÁLISIS DE GRADOS DE LIBERTAD DEL PROCESO DE COMPRESIÓN DE GAS NATURAL A SIMULAR.**

Un análisis sobre los grados de libertad para un proceso de simulación, implica el determinar el número de especificaciones que debe realizar el usuario de la simulación con el fin de que la simulación quede totalmente definida y asegurar la compatibilidad entre número de ecuaciones e incógnitas (Scenna, 1999) siguiendo la regla descriptiva propuesta por Luyben (1996). La tabla N° 1 presenta las especificaciones hechas en la simulación estacionaria en los principales equipos para su total resolución numérica.

**Tabla N° 1. Grados de libertad obtenidos en los principales equipos para la simulación en estado estacionario.**

<b>Equipo</b>	<b>Especificaciones</b>	<b>Grados de libertad</b>
Válvula	Diferencia de presión	(1)
Compresor	Velocidad de operación	(1)
Separador	Isobárico y adiabático	(2)
Enfriador	Temp de salida y diferencia de presión	(2)
Divisor	Relaciones de flujo	(1)
Mezclador	Igualdad de presiones	(1)

Para el caso dinámico se contabiliza una variable adicional la cual consiste en la variable acumulación, excepto para los equipos como válvulas, separador y compresor, definida como los cambios de las diversas propiedades en el transcurso del tiempo.

En el estado dinámico, el número de grados de libertad es igual al número de variables que pueden controlarse (Luyben, 1996) siempre y cuando se tenga o conozca el número de variables manipulables disponibles.

En este caso, se tienen 5 grados de libertad por lo que el máximo número de lazos de control también es de 5; como se indica en la tabla N° 2

**Tabla N° 2. Grados de libertad en estado dinámico y su relación con los lazos de control.**

<b>Equipo</b>	<b>Grados de libertad en dinámico</b>
Válvula para el control anti-surge	(1)- apertura de la válvula-
Compresor	(1)- velocidad del compresor-
Intercambiadores de calor	(1)- temperatura de salida-
Válvula para el control de nivel en el separador	(1)-apertura de la válvula-
Válvula para el control de presión en el separador	(1)-apertura de la válvula-

Como se aprecia en la tabla N° 2, los grados de libertad en estado dinámico pueden aprovecharse para establecer los lazos de control necesarios. Por ejemplo, la válvula en la corriente de reciclaje es utilizada para el control anti-surge; mientras que el compresor en estado dinámico posee solo un (1) grado de libertad, siendo esta su velocidad (rpm) empleándose las mismas como variable manipulada para el control de distribución de carga.

**Tabla N° 3. Lazos básicos y de control avanzado aplicados en la etapa 1 de compresión.**

<b>Lazo de control</b>	<b>Variable controlada</b>	<b>Variable manipulada</b>
Control anti-surge	Flujo volumétrico (ACFM)	Válvula de recirculación (% de apertura)
Control de carga	Flujo de gas molar estándar (14,7 psia, 60 °F) (MMSCFD)	Velocidad del compresor (rpm)
Control de temperatura	Temperatura del gas (°F)	Corriente de energía
Control de nivel	Nivel de líquido del separador (%)	Válvula de la corriente de salida del líquido (% de apertura)
Control de presión	Presión del separador (psia)	Válvulas de alimentación (% de apertura)

Aprovechando la información de los grados de libertad en dinámico, se muestra en la tabla N° 3, los lazos de control aplicados al proceso en función de las variables manipulables.

### **SIMULACIÓN EN ESTADO ESTACIONARIO DEL TREN DE COMPRESORES DE UNA PLANTA COMPRESORA EMPLEANDO EL SOFTWARE UNISIM-DESIGN.**

La figura N° 3 (ver página N° 20) representa un DFP (sub-flowsheet) de la simulación elaborada en el software UNISIM-Design; en este caso se muestra solo la primera etapa de compresión. En este diagrama se observan los componentes básicos; entre estos: el compresor centrífugo, las válvulas reguladoras de flujo tanto en la succión como en la corriente de bypass, al igual que la válvula de recirculación, el separador bifásico, el enfriador y los lazos típicos de control (nivel del separador, temperatura del gas a la salida del compresor, presión de succión).

Para la construcción de la simulación (primeramente en estado estacionario) es necesario establecer los valores de las variables especificadas como se muestra en las tablas N° 4 y N°5. En este caso se muestran los valores que se especificaron para la corriente de alimentación a la planta de compresión, así como de los equipos que conforman el sistema.

**Tabla N° 4. Composición molar y propiedades del gas de alimentación.**

<b>Propiedad</b>	
Temperatura, T (°F)	88
Presión, P (psia)	38,28
Flujo Molar , F (MMSCFD)	165,3
<b>Compuesto</b>	<b>Fracción Molar (%)</b>
Metano	80,12
Etano	9,20
Propano	3,66
i-Butano	0,616
n-Butano	1,067
i-Pentano	0,367
n-Pentano	0,320
n-Hexano	0,218
n-Heptano	0,183
Dióxido de Carbono	3,631
Nitrógeno	0,445
Agua	0,00
n-Octano	0,095
n-Nonano	0,057
n-Decano	0,018
n-Undecano	0,00
Sulfuro de Hidrógeno	0,00

**Nota:** Las composiciones con valor de 0,00 significa valores menores a 0,005 %.

El conjunto de valores presentados en la tabla N° 4 fueron empleados para definir la corriente de alimentación a la planta de compresión.

**Tabla N° 5 Especificaciones hechas para simulación en estado estacionario (1ra etapa de compresión).**

<b>Equipo</b>	<b>Especificación</b>	<b>Valor o Condición</b>
VLV-100	Diferencia de presión (psi)	1
V-100	Isobárico	SI
	Adiabático	SI
MIX-100	Igualdad de presiones	SI
FCV-101	Diferencia de presión (psi)	22
C1A	Curvas características	Activas
	Velocidad del compresor (rpm)	3955
E-101	Diferencia de presión (psi)	1
	Temperatura de salida del gas (°F)	95
V-101	Isobárico	SI
	Adiabático	SI
VLV-107	Diferencia de presión (psi)	0,1
TEE-102	Relación de flujo- Corrientes 2-1R y 2-6C	1 a 0

Las Tablas N°4 y N°5 muestran los valores de las propiedades o condiciones que se especificaron para definir la simulación en estado estacionario. Estas especificaciones comprenden el conjunto de restricciones usadas para que se cumplan los grados de libertad. Para el caso estacionario, luego de estabilizada la simulación se obtienen los resultados que podrían denominarse condiciones de operación en los principales equipos, los cuales se muestran en la Tabla N° 6.

**Tabla N° 6. Comparación de la simulación dinámica (etapas 1 y 2) con planta real de las condiciones normales de operación.**

Propiedad	Etapa					
	1			2		
	Simulac.	Planta	Desv. (%)	Simulac.	Planta	Desv. (%)
Flujo molar estándar (MMSCFD)	165,6	177	6	165,6	177	6
Temperatura 1 (°F)	95	95	0	95	95	0
Temperatura 2 (°F)	188,7	180,4	4	180,3	169,8	6
Presión 1 (psia)	34,1	31	10	65,03	56,5	13
Presión 2 (psia)	69,08	61,6	12	108,8	94,4	13
Caudal 1 (ACFM)	5,089x10 <sup>4</sup>	6,099 x10 <sup>4</sup>	17	2,733 x10 <sup>4</sup>	3,358 x10 <sup>4</sup>	19
Velocidad del compresor (rpm)	3956	3955	< 1%	3724	3723	< 1%
Peso Molecular	21,01	22,53	7	21,01	22,53	7

**(1: Succión del compresor) (2: Descarga del compresor)**

Los resultados presentados en la tabla N° 6 corresponden al comportamiento de la simulación dinámica, en comparación con los datos reportados por planta real. La capacidad de alimentación a la planta real es de 177 MMSCDF (según datos suministrados por MCL), mientras que en la simulación se trabajó con 165, 6 MMSCDF; representando esto una influencia sobre el rendimiento de los compresores. Además, el peso molecular del gas con el que se hicieron las pruebas posee un valor diferente al trabajado en la simulación (estos datos de planta son valores muy antiguos en relación a hoy en día). Sin embargo, el análisis se realiza en función de esta desviación. Para estos resultados de simulación, el control de carga, se mantuvo activado, por lo cual los valores de velocidad de operación presentan desviación menores al 1% respecto a planta, por lo que se cumple con las condiciones de diseño. En cuanto al valor de presión de descarga resultante en la simulación, el



mismo es mayor en relación al de planta, atribuyéndose al hecho de que existe una menor cantidad de gas (menor capacidad) recibiendo igual cantidad de energía (mismas rpm que en planta real), por tanto, es lógico que el gas contenga mayor presión al salir del compresor.

### **SIMULACIÓN EN ESTADO DINÁMICO A LAZO ABIERTO DE UN TREN DE COMPRESORES DE UNA PLANTA COMPRESORA EMPLEANDO EL SOFTWARE UNISIM-DESIGN.**

La simulación dinámica posee la finalidad de representar el comportamiento en tiempo real de la planta compresora, lo cual además, puede verificarse al ejecutar ciertas pruebas y observar de esta forma la respuesta de la simulación ante determinadas perturbaciones. El elaborar la simulación dinámica necesita de la estabilidad de la simulación en estado estacionario con el fin de garantizar que el caso dinámico responda en la forma esperada, con lo cual se logra que cada balance de masa, energía y cantidad de movimiento en su dependencia con el tiempo sea lo más representativo posible de la planta real.

La necesidad de que la simulación se encontrara a lazo abierto, en cuanto al algoritmo de control de carga, radica en que, de este modo, pueden manipularse ciertas variables como la velocidad de los compresores y flujo de alimentación, a través de la apertura de las válvulas de alimentación y así establecer la comparación con el caso de planta real, verificando de esta forma la validez de la simulación. Se presentaron diversos casos de estudio para la simulación dinámica, en específico, se estudió el efecto de perturbaciones típicas para la planta compresora, que provocan que el sistema opere bajo condiciones distintas a las normales.

Una perturbación típica en la planta de compresión Tía Juana 3 es el bloqueo de alguna de las estaciones de flujo que alimentan a la planta, esto produce una disminución en el flujo de gas a lo largo de la cadena compresora que podría generar daños a los equipos, por lo que el operador debe tomar las acciones respectivas para llevar las variables a valores que permitan mantener la planta en condiciones seguras.

Otra perturbación común es cuando una de las etapas de compresión sale de operación, por lo que se aísla o bloquea en relación al resto del tren de compresores. Este evento se conoce en planta como “caída de una etapa”, se debe principalmente a condiciones bajo

las cuales la temperatura de las turbinas excede el valor máximo de seguridad (relacionado con el denominado factor de escape). En este caso, por tratarse de una condición extrema, el control normal de operación queda desactivado, siendo entonces parte del propio operador reconocer cuando una etapa se encuentra caída y, en consecuencia, ejecutar un conjunto de acciones que garanticen la seguridad del personal y la planta. Para este evento, el control de carga es desacoplado; en cambio, el control anti-surge se mantiene en automático, con el fin de recircular el gas a través del compresor hasta que la velocidad del mismo es llevado hasta cero rpm, como se presentará en las tablas de resultados y gráficas posteriores. En la tabla N° 7 se muestra una matriz causa-efecto de las perturbaciones que se analizaron en la simulación dinámica de este trabajo.

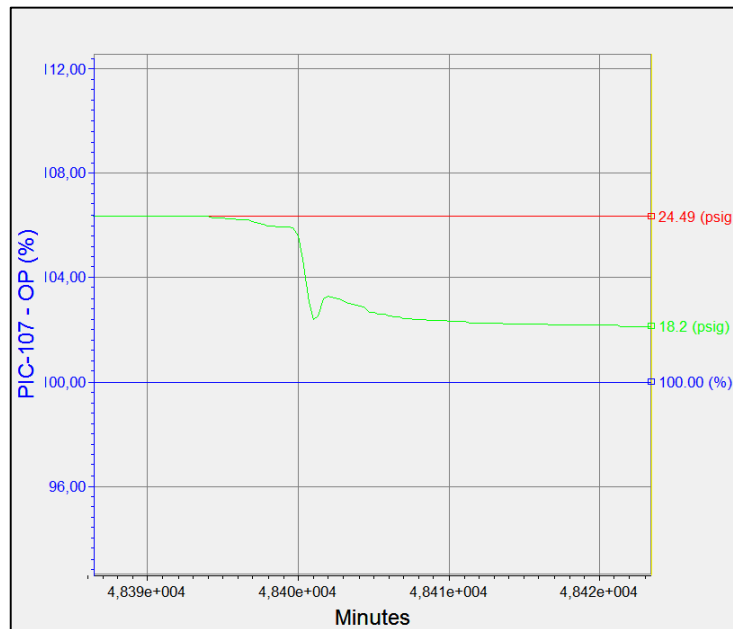
**Tabla N° 7. Matriz causa-efecto de perturbaciones a la planta en la simulación dinámica.**

<b>Perturbación</b>	<b>Corriente/Equipo</b>	<b>Posibles causas</b>	<b>Consecuencias operacionales</b>
Bloqueo estación de flujo	Corriente 1-IN	Disminución de la producción en el múltiple. Obstrucción en las tuberías de alimentación.	Disminución de la producción de gas en el tren de compresión
	Corriente 2-IN		
	Corriente 3-IN		
	Corriente 4-IN		
	Corriente 5-IN		
Caída de etapa de compresión	Compresor C1A	Temperaturas y presiones elevadas en las cámaras de combustión de las turbinas. Vibraciones y desplazamiento de la máquina.	Disminución de las velocidades de los compresores y recirculación de gas en cada etapa
	Compresor C2A		
	Compresor C3A		
	Compresor C4A		
	Compresor C5A		
	Compresor C6A		
	Compresor C7A		

La tabla anterior muestra en forma de matriz las causas y efectos relacionados al bloqueo de una estación de flujo y la caída de una etapa de compresión, se muestran las corrientes en la simulación dinámica donde puede alterarse el proceso.

### Bloqueo de estación de flujo

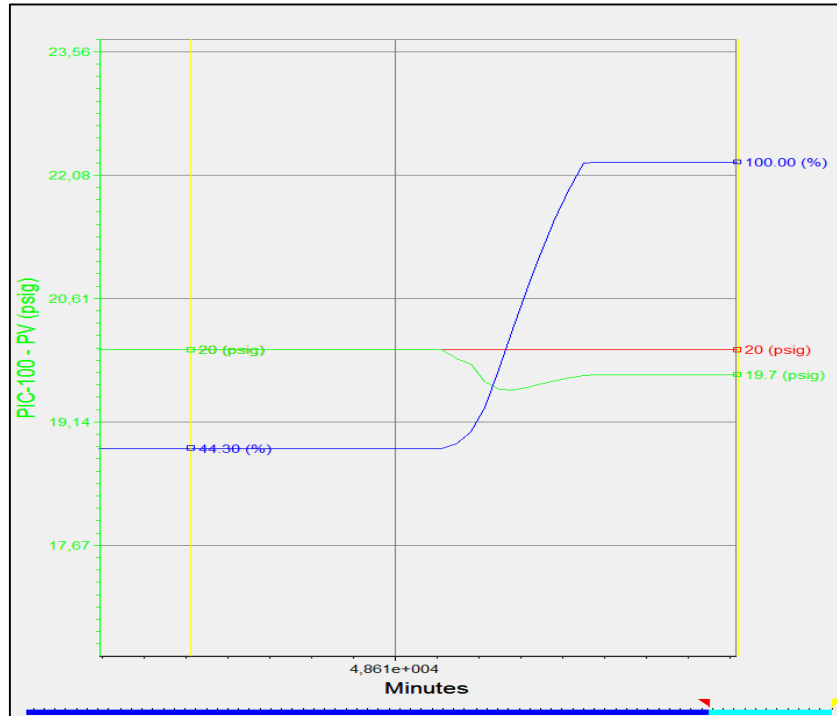
El bloqueo de algunas de las estaciones de flujo que alimentan a la planta se debe, entre otras razones, a las pérdidas de presión en los pozos de gas que surten a la planta, por lo cual se presenta una disminución en la presión del tanque pulmón, que se traduce en una cantidad menor de energía ingresando a la planta (en términos de cabezal de fluido). Cuando se presenta esta perturbación, la misma puede detectarse a través de la tendencia del control de presión, como se visualiza en la figura siguiente.



**Figura N° 6. Tendencia del control de presión PIC-107 en el tanque pulmón o múltiple de alimentación.**

Como se muestra en el gráfico de la figura N° 6, luego de ocurrido un bloqueo en alguna (s) de las estaciones de flujo, es evidente que disminuye la presión del múltiple separador, también conocido como tanque pulmón. Sin embargo, al ocurrir el bloqueo de solo una de las cinco estaciones de flujo, dicho tanque puede funcionar como fuente de energía para la planta. Al disminuir la presión del múltiple (curva verde) se genera un gradiente de presión positivo, provocando que el resto de las estaciones (pozos) envíen mayor cantidad de gas, compensando momentáneamente la pérdida de presión, lo cual se evidencia en el segundo punto de inflexión. No obstante, de darse el bloqueo de una estación, entrará en acción el denominado

control de presión de succión de la cadena, cuya variable manipulada reside en las válvulas de admisión ubicadas en la alimentación de la 1ra etapa de compresión. Como se muestra en la figura N° 7, este lazo de control, modifica la apertura de dichas válvulas con el fin de disminuir la resistencia al flujo y, en consecuencia, recuperar la presión normal de operación.



**Figura N° 7. Respuesta a lazo cerrado del control de presión de succión PIC-100 de la cadena de compresores.**

En la figura N°6 es mostrado la gráfica de la respuesta a lazo cerrado del control de presión de succión de la cadena de compresores, en este caso es la respuesta ante el bloqueo de dos estaciones de flujo. La curva en color verde representa la presión de succión, la cual va disminuyendo al presentarse la perturbación, desviándose del set point asignado en este lazo de control. La curva en azul indica el cambio en la apertura de las válvulas de succión (salida del controlador), incrementándose hasta un 100%, indicando la saturación del control, debido a que la pérdida de energía ha sido significativa al bloquearse más de una estación de flujo (pozo) en este caso; aunque el error entre la variable de proceso y el set point sea mínima. En tales circunstancias, la salida del control de presión del múltiple también se ha saturado, con lo cual, existe

una deficiencia en términos de energía para mantener el caudal estándar de operación en el valor del set point.

Una condición crítica para el sistema se presenta cuando todas las estaciones de flujo se encuentran bloqueadas, generando que no exista gas de alimentación a la planta, en tal evento, todas las etapas deben someterse a recirculación total; es decir, la producción de la planta también se detiene con el fin de proteger a cada uno de los compresores de la condición de surge, donde el operador deberá tomar las acciones respectivas y evitar las pérdidas de energía innecesarias al sistema (parada de emergencia de la planta). Posteriormente se muestra dicho escenario en este trabajo.

### **Caída de una etapa de compresión**

Se ha comprobado que las inestabilidades mecánicas en compresores y turbinas son producidas por la combinación de altas velocidades de las máquinas, altas presiones y grandes cargas de trabajo, por lo cual se originan vibraciones que ocurren a frecuencias menores que las velocidades de operación y que obligan a una salida de operación de la etapa en condición de emergencia (Greene, 1998). Al presentarse esta situación, toma lugar el denominado control de emergencia, el cual emprende una secuencia de acciones con el objetivo de garantizar la protección de la etapa caída y el resto del tren, al igual que la del personal. En este trabajo también se programó el conjunto de actividades u operaciones que deben ejecutarse ante la caída de alguna de las siete etapas, estableciendo de este modo una comparación entre la simulación dinámica y el caso real de planta frente a este evento crítico. Se muestra en la tabla N°8 las condiciones y resultados obtenidos cuando la 4ta etapa de operación se encuentra caída, así como la comparación de ésta con los valores de planta.

El operador tiene la opción de operar el tren de compresores sin una etapa de compresión, por lo cual, deberá ejecutar una serie de acciones cuyo fin es el de recuperar una etapa y poner en funcionamiento la cadena en condiciones normales. Por ello, también se programó en la simulación dinámica el evento de recuperación de etapa y se muestran los resultados obtenidos al comparar nuevamente con las condiciones típicas de operación.

**Tabla N° 8. 4ta etapa de compresión fuera de operación.**

Propiedad	Etapas								
	Compresor C3A			Compresor C4A			Compresor C5A		
	Sim.	VP	%D	Sim.	VP	%D	Sim.	VP	%D
FLUJO SUCCIÓN (MMSCFD)	95,5	153,1	37,6	0,0	0,0	0	40,3	138,2	70,8
PRES SUCCIÓN (psi)	76,2	117,9	35,4	102,6	-	-	94,6	225,5	58
TEMP SUCCIÓN (°F)	89,9	95	5,4	89,9	-	-	85,7	95	9,8
PRESIÓN DESCARGA (psi)	144	232,7	38,1	102,6	-	-	192,4	456,2	57,8
TEMP DESC (°F)	189	205,5	8,0	89,9	-	-	186,0	192,3	3,3
NIVEL LIQ SEP (%)	19,8	19,8	0	16,2	16	0	20,0	20	0
$\Delta Po$ PV (plg agua)	6,7	-	-	3,7	-	-	7,8	-	-
$\Delta Po$ SP (plg agua)	6,7	-	-	4,3	-	-	7,8	-	-
RPM PV	3544	4107	13,7	0,4	-	-	5650	6384	11,5
FLUJO SUCCIÓN (ACFM)	1109 9	13771	19,4	0,0	0	0	3833	6360	39,7

**(Sim: Simulación; VP: Valor de planta; %D: % Desviación relativa)**

La tabla N° 8 indica los resultados obtenidos en la condiciones de operación para cuando la cuarta (4ta) etapa de compresión esta caída o fuera de operación. Se observa que la velocidad (rpm) del 4to compresor disminuye hasta los 0,4 rpm, que forma parte de la secuencia de acciones implementadas al caerse una etapa. En cuanto a la actuación del control anti-surge, se observa que el mismo cumple satisfactoriamente con la estrategia al colocar los puntos de operación sobre la línea de control, que se evidencia en la celda de los valores de  $\Delta Po$  SP y  $\Delta Po$  PV siendo estos de igual valor. Por simplificación de la tabla, se muestran solo los valores

correspondientes a la etapa anterior y posterior a la etapa que ha salido de operación normal; en este caso, 3ra y 5ta etapa respectivamente.

### **DESARROLLO DEL MODELO MATEMÁTICO CORRESPONDIENTE A LOS ALGORITMOS DE CONTROL DE DISTRIBUCIÓN DE CARGA Y CONTROL ANTI-SURGE.**

Se construyó el modelo matemático que representa a las estrategias o algoritmos de control anti-surge y control de carga; siendo este último basado en una combinación de control predictivo o feedforward más control feedback o por retroalimentación. La razón por la que se empleó la filosofía del control anticipativo es que se gana ventaja sobre el efecto propagado de las perturbaciones que afecten a la planta. Al tratarse de un sistema altamente no lineal, la planta de compresión también debe contar con estrategias adecuadas. Es importante destacar que dicho modelado se encuentra basado en el comportamiento nominal para condiciones de diseño de la planta. Sin embargo, como se muestra en los resultados posteriores, existe robustez y estabilidad en el control a lazo cerrado ante la presencia de disturbios.

#### **Estrategia de control de distribución de carga**

Los objetivos que debe cumplir esta estrategia son:

1. Mantener aproximadamente constante el caudal estándar del gas producido por la planta de compresión, es decir, el caudal medido a condiciones de 14,7 psia y 60°F.
2. El rango de actuación de la variable manipulada comprende el rango de velocidad de cada compresor en la etapa respectiva. Dicho rango abarca desde un 90% a un 105% de la velocidad nominal de operación, esto se traduce en que existe cierta limitación para el control de carga, dado el corto campo de acción de esta variable.
3. Cálculo de la señal o salida de control minimizando el gasto energético, representado por el consumo de potencia en el compresor debido al aumento de su velocidad.

La formulación del modelo matemático se basó en la ecuación del cabezal de fluido para el proceso de compresión politrópico y en la ecuación de flujo a través de una válvula, proveniente de la ecuación de Bernoulli generalizada. La ecuación de flujo es planteada en la válvula de descarga final de la planta de compresión.

$$q = C_v \times \sqrt{\frac{P_S - P_D}{G_f}} \quad \text{Ecuación 10}$$

**q**: Flujo de líquido o gas (ACFM)

**P<sub>S</sub>**: Presión de succión de la válvula (psi)

**P<sub>D</sub>**: Presión de descarga de la válvula (psi)

**G<sub>f</sub>**: Gravedad específica del fluido (adim.)

La presión de descarga de la válvula se encuentra sumamente relacionada a la presión a la que se halla el yacimiento; siendo este último un gran reservorio de energía y en consecuencia, su presión se mantiene aproximadamente constante a lo largo del tiempo, siempre que no exista agotamiento del yacimiento. Siendo el objetivo de la estrategia de control mantener constante el flujo estándar de gas (**q**), que se traduce en mantener también constante la presión de descarga de la planta (presión de succión de la válvula final, **P<sub>S</sub>**), con lo cual deberá calcularse la velocidad de operación (rpm) necesaria.

La siguiente ecuación corresponde al cálculo del cabezal politrópico para el gas (Greene, 1998).

$$H = \frac{Z \times R \times T_1}{g \times P_m} \left( \frac{k \times \eta_p}{k-1} \right) \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k \times \eta_p}} - 1 \right] \quad \text{Ecuación 11}$$

Dónde:

**H**: Carga o cabezal politrópico (pie)

**Z**: Factor de compresibilidad (adim.)

**R**: Constante universal de los gases (pie-lbf/ lbm°R)

**P<sub>m</sub>**: Peso molecular del gas



$g$ : Constante de aceleración de la gravedad (pie/s<sup>2</sup>)

$k$ : Razón de calores específicos  $C_p/C_v$

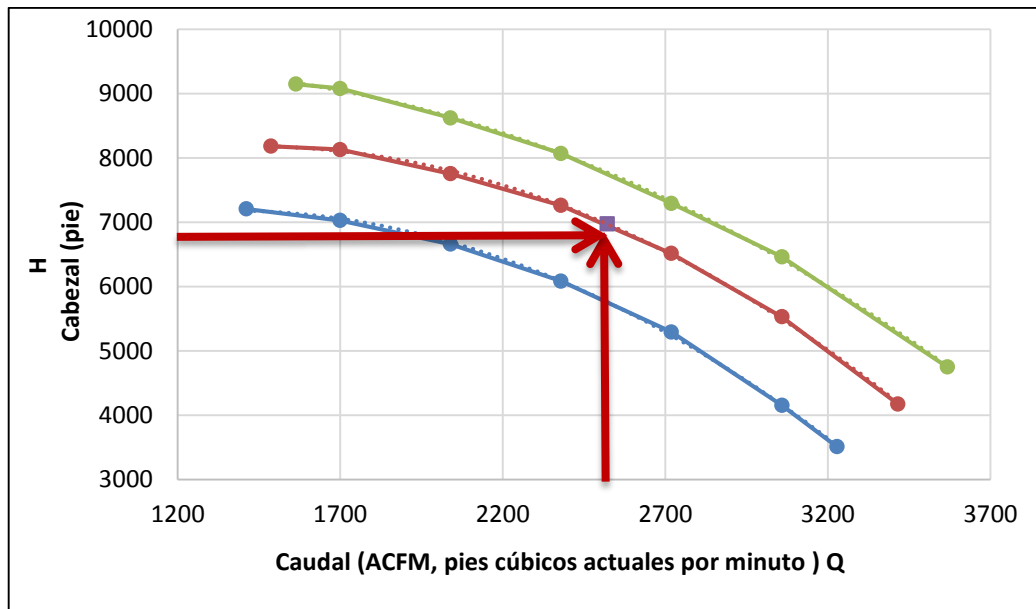
$P_2$ : Presión a la descarga del compresor (psia)

$P_1$ : Presión a la succión del compresor (psia)

$\eta_p$ : Eficiencia politrópica (adim.)

De acuerdo a los grados de libertad que posee el compresor en la simulación es posible suministrar como especificación el cabezal politrópico o adiabático, en vez del incremento o razón de compresión, por lo cual se empleó el mapa del compresor en el que se calculan las rpm requeridas. A dicho mapa del compresor se le suministró como flujo molar (alimentación) el valor tal que cumpla con la producción requerida del flujo estándar, al igual que el valor de presión de descarga  $P_2$ , que se fijó en el valor deseado (de diseño) para el mismo fin, mientras que el resto de los valores -no constantes- se midieron en función del valor obtenido en la simulación.

El valor de  $k$ , se tomó como constante debido a la poca variación de los calores específicos entre la succión y descarga del compresor. Aunque la presión de descarga,  $P_2$  debe ser constante, la presión de succión  $P_1$  es afectada por la perturbación. En la primera etapa de compresión este efecto se evidencia con mayor magnitud, dada la cercanía de dicha etapa con la alimentación a la planta, para el resto de compresores, la propagación del disturbio se hace menor como resultado del aumento del tiempo muerto.



**Figura N° 8. Punto de operación requerido para mantener constante el flujo estándar y presión de descarga del compresor (Elaboración propia).**

Como se observa en la figura N° 8, luego de calcular el valor del cabezal politrópico y el caudal o flujo volumétrico; la intersección de estas coordenadas (H y Q) en el mapa del compresor da por resultado el valor de la velocidad (rpm) requerida para mantener constante la presión de descarga.

Se muestra en la figura N° 9 un diagrama de bloques representativo del algoritmo de distribución de carga.

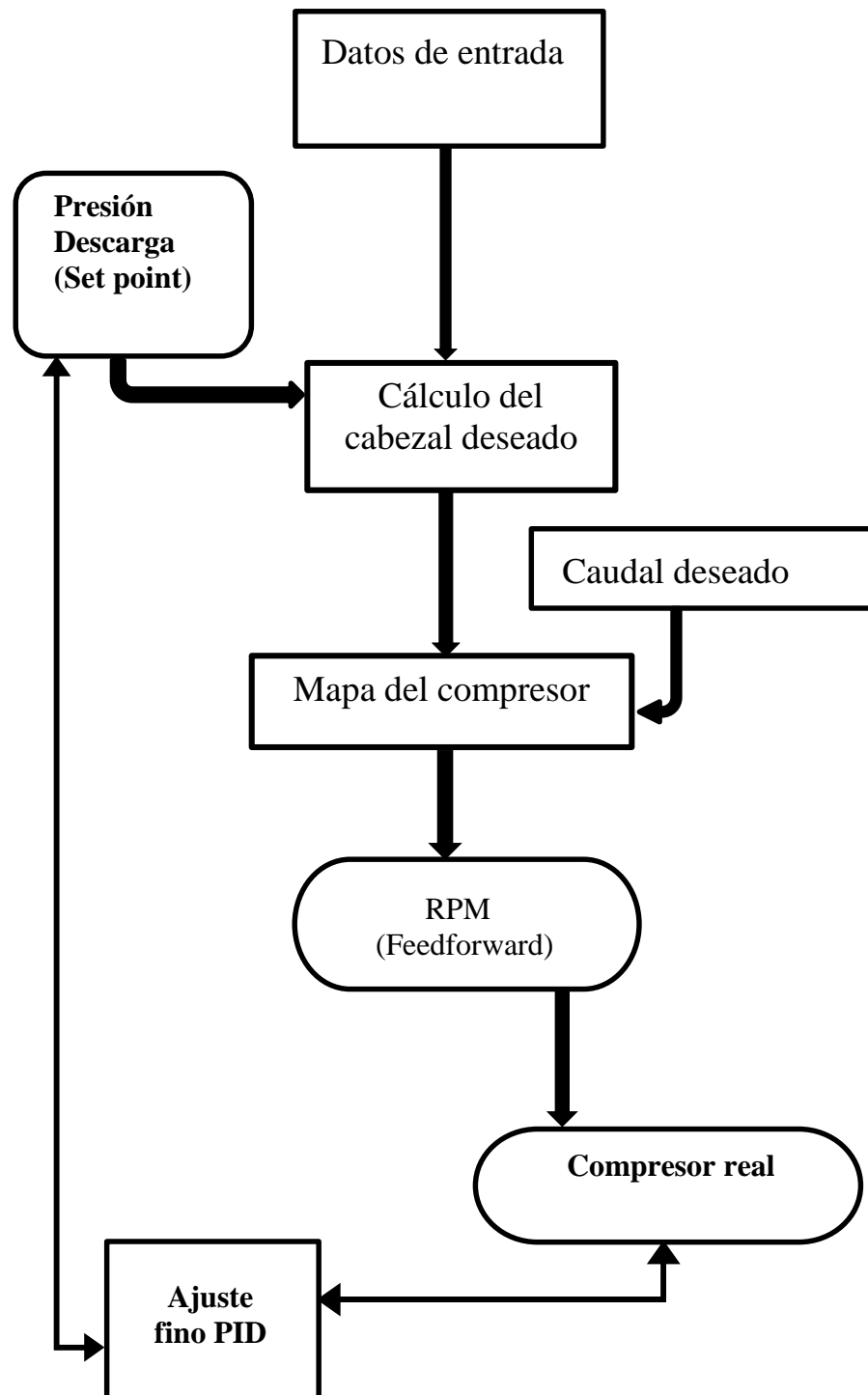


Figura N° 9. Diagrama de bloques del algoritmo de control de distribución de carga.

### Modelo matemático del control anti-surge

El modelo matemático del control anti-surge se basa en la conversión del flujo volumétrico de succión del compresor a un diferencial de presión, medido en unidades de presión, normalmente pulgadas de agua. Principalmente, se fundamenta en el principio aplicable para bombas y compresores centrífugos; el cabezal desarrollado es proporcional al cuadrado de la velocidad (rpm) del compresor, mientras que el caudal (Q) es linealmente proporcional a la velocidad.

Basándose en el principio anterior, se tienen las siguientes ecuaciones:

$$H = \alpha N^2 \quad \text{Ecuación 12}$$

$$Q = \beta N \quad \text{Ecuación 13}$$

Dónde:

H: Cabezal politrópico (pie)

Q: Flujo volumétrico (pie<sup>3</sup>/min)

N: Velocidad de rotación del compresor (rpm)

$\alpha$  y  $\beta$ : Constantes

Al reemplazar N en la ecuación de cabezal, se tiene:

$$H = \gamma Q^2 \quad \text{Ecuación 14}$$

Dónde:

$\gamma$ : Constante

Bajo una serie de simplificaciones, tales como; peso molecular constante- considerando invariable la composición del gas- y temperatura de succión constante. Además la semejanza entre cabezal y relación de compresión  $R_c$ , se llega a la relación siguiente:

$$R_c = \frac{P_2}{P_1} \quad \text{Ecuación 15}$$

De la ecuación (9), despejando la relación de compresión, se tiene:

$$R_c = (1 + \gamma H)^{1/\delta} \quad \text{Ecuación 16}$$

Dónde:

Rc: Relación o razón de compresión (adim.)

$$\delta = k - 1 / \eta p \times k$$

Por su parte, (White, 1974) aproximó la ecuación (14) a una ecuación lineal, con lo cual el término  $R_c - 1 = \gamma H$ , que al igualarlo con la ecuación (10), produce:

$$R_c - 1 = \sigma Q^2 \quad \text{Ecuación 16}$$

Donde

$\sigma$ : Constante

Para el compresor, la presión diferencial originada se calcula como:

$$\Delta P = P_2 - P_1 \quad \text{Ecuación 17}$$

Que al relacionar con la ecuación (15) se convierte en:

$$\Delta P = P_1 R_c - 1$$

$$\Delta P = R_c (P_1 - 1)$$

$$R_c - 1 = \frac{\Delta P}{P_1} \quad (17)$$

Al sustituir en la ecuación (15),

$$\frac{\Delta P}{P_1} = \sigma Q^2 \quad \text{Ecuación 18}$$

Por otro lado, la medición de un flujo volumétrico o caudal Q a través de una placa de orificio o medidor de Venturi ubicado en la sección del compresor.

$$W = \phi \sqrt{\frac{h P_1}{T_1}} \quad \text{Ecuación 19}$$

$$\frac{1}{\rho} = C \left( \frac{T_1}{P_1} \right) \quad \text{Ecuación 20}$$

Relacionando las ecuaciones (19) y (20)

$$Q = \frac{W}{\rho} \quad \text{Ecuación 21}$$

Al reemplazar las ecuaciones (19) y (20) en (21);

$$Q = C \sqrt{h \frac{P_1}{T_1}} \times \frac{T_1}{P_1}$$

$$Q = C \sqrt{\frac{hT_1}{P_1}} \quad \text{Ecuación 22}$$

Al suponerse temperatura constante en la succión del compresor, entonces:

$$Q^2 = \frac{Ch}{P_1} \quad \text{Ecuación 23}$$

Relacionando con la ecuación (18)

$$\Delta P = \varphi h \quad \text{Ecuación 24}$$

La ecuación 24 representa el modelo matemático que relaciona el incremento de presión producido en el compresor con el flujo de succión convertido en presión diferencial, por lo general medido en pulgadas de agua.

La ecuación (24) consiste en la ecuación básica de diseño de control anti-surge; sin embargo, se desarrolló un control mejorado para las oscilaciones o surge, basado en (Staroselsky y Ladin, 1974) el cual posee mayor flexibilidad en cuanto que considera temperatura y peso molecular del gas como no constantes. En este método se tiene en cuenta las leyes de afinidad o ley de los ventiladores, relacionando la carga politrópica del compresor con la velocidad del mismo, al igual que el caudal.

$$\frac{H}{N^2} = C_1 \quad \text{Ecuación 25}$$

$$\frac{Q}{N} = C_2 \quad \text{Ecuación 26}$$

Semejante a lo obtenido anteriormente, se llegó a:

$$C_3 H = Q^2 \quad \text{Ecuación 27}$$

Donde:

$C_1, C_2$  y  $C_3$ : Constantes

De la ecuación de cabezal politrópico al igualarla con la ecuación (27),

$$\frac{Z \times R \times T_1}{g \times P_m} \left( \frac{k \times \eta_p}{k-1} \right) \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k \times \eta_p}} - 1 \right] = Q^2 \quad \text{Ecuación 28}$$

Según la ecuación (21), se define Q como:

$$Q = \frac{W}{\rho} = \frac{C_5 W}{\left( \frac{P_1 P_{mol}}{Z T_1} \right)} \quad \text{Ecuación 29}$$

El detalle del desarrollo se muestra en la sección de Anexos.

La ecuación básica de control, se convierte en:

$$C_{14} \Delta P + a_2 P_1 = \Delta P_{o,1} \quad \text{Ecuación 30}$$

Donde:

$C_{14}, a_2$ : Constantes

$\Delta P_{o,1}$ : Diferencial de presión en la succión del compresor (psi)

El término  $a_2 P_1$  expresa el desplazamiento de la línea de control con respecto a la línea límite de surge. Por lo general, este desplazamiento es constante y se ubica en un 10 a 20% de la línea límite.

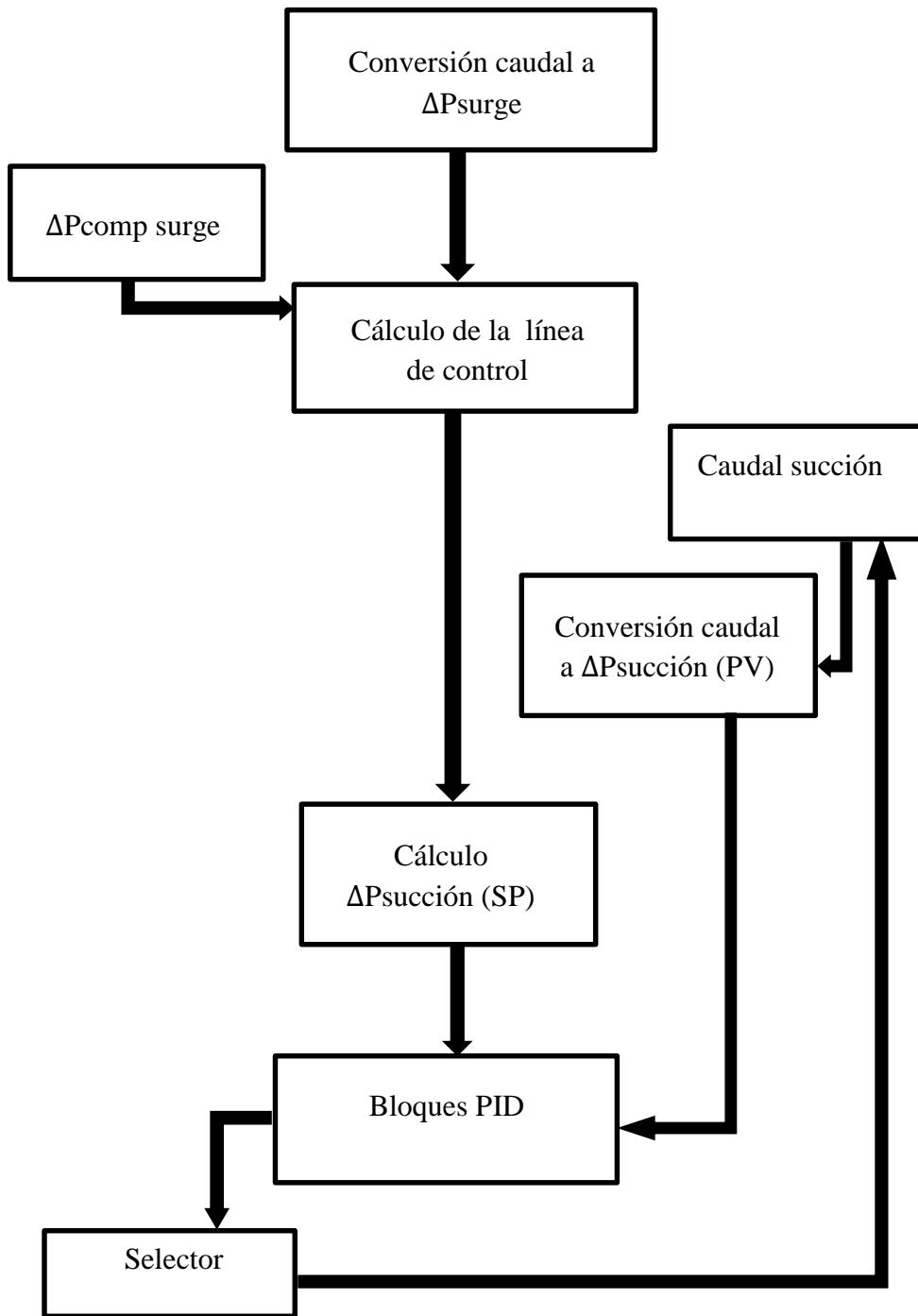


Figura N° 10. Diagrama de bloques del algoritmo de control anti-surge.



## DESARROLLO EN MATLAB, LABVIEW Y/O UNISIM-DESIGN UN MÓDULO DE CONTROL QUE EJECUTE LOS ALGORITMOS DE CONTROL DE CARGA Y CONTROL ANTI-SURGE DE UNA PLANTA COMPRESORA.

Se empleó la hoja de cálculo “Spreadsheet” del simulador comercial para la programación de los modelos matemáticos que representan los algoritmos de control avanzado. Esta herramienta del simulador permite importar prácticamente cualquier variable a la hoja de cálculo; además de poder exportar los resultados de algún cálculo hacia cualquier campo especificable en la simulación, así como la creación de fórmulas, funciones, uso de operadores lógicos.

Cell	Formula	Result
N32	=M32	100.0
N33	=M33	100.0
Q37	=0.0589*N37+2176.2	3942
P14	=(i14-7793.6)/1380.4	31.24
P17	=(i17+12.496)/4006.1	6.829
P20	=(i20+76.063)/2142.6	7.972
P23	=(i23+4490.2)/2066.8	6.818
P26	=(i26+1042.5)/1066.6	5.481
P29	=(i29+544.89)/643.08	4.669
P32	=(i32-188.72)/247.67	4.002
P37	=144*b37*10.732*(e37+460)*L37/(k37*d37)	2.997e+004
P40	=144*b40*10.732*(e40+460)*L40/(k40*d40)	2.226e+004
P43	=144*b43*10.732*(e43+460)*L43/(k43*d43)	2.567e+004
P46	=144*b46*10.732*(e46+460)*L46/(k46*d46)	2.892e+004
P49	=144*b49*10.732*(e49+460)*L49/(k49*d49)	2.561e+004
P52	=144*b51*10.732*(e52+460)*L52/(k52*d52)	2.497e+004
P55	=144*b55*10.732*(e55+460)*L55/(k55*d55)	2.860e+004
Q14	=p14*p14	975.7
Q17	=p17*p17	46.64
Q20	=p20*p20	63.56
Q23	=p23*p23	46.48
Q26	=p26*p26	30.04
Q29	=p29*p29	21.80
Q32	=p32*p32	16.02
Q37	=p37	2.997e+004 ft
Q40	=P40	2.226e+004 ft
Q43	=P43	2.567e+004 ft
Q46	=P46	2.892e+004 ft
Q49	=P49	2.561e+004 ft
Q52	=P52	2.497e+004 ft
Q55	=P55	2.860e+004 ft
R14	=o14*q14	122.0
S38	=e37	1.819e+004 lbmole

**Figura N° 11. Hoja de cálculo del simulador comercial donde se realizó la programación.**

La figura N° 11 muestra parte de la hoja de cálculo del simulador empleada para la programación de los algoritmos de control.

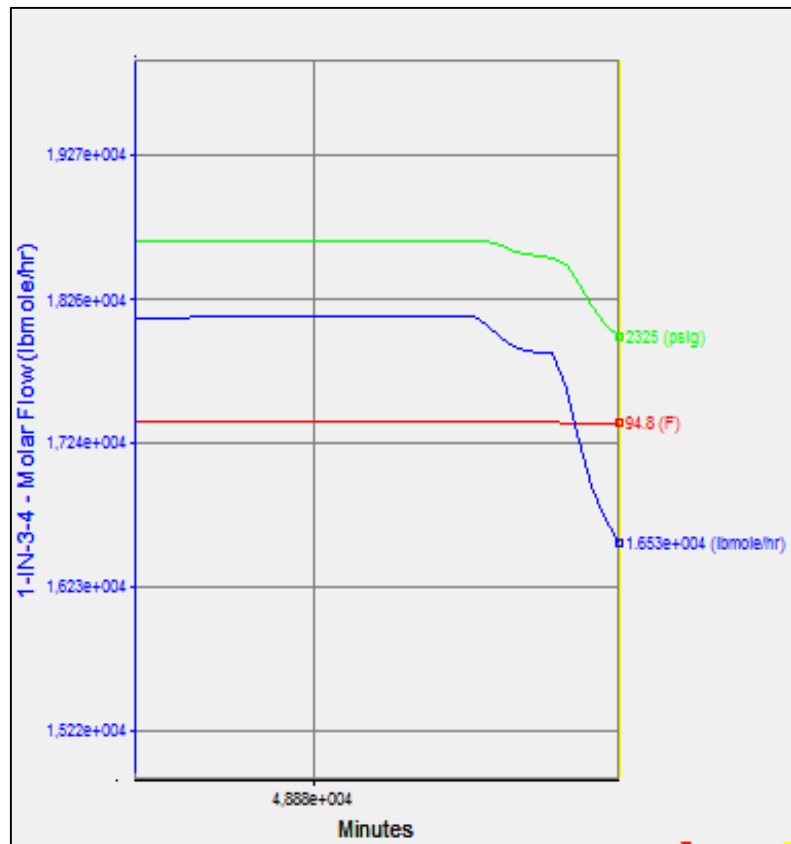
El modelo matemático del control de carga o capacidad se fundamenta en la filosofía del control predictivo o feedforward, cuya ventaja frente al control feedback es el de tomar acción sobre el proceso antes que las perturbaciones desvíen la variable controlada del punto de consigna (set point). En este algoritmo de control avanzado se controla el flujo estándar de gas (medido a 14,7 psia y 60°F en millones de pies cúbicos estándar por día) producido por la planta compresora. La variable manipulada para tal fin es la velocidad de operación de cada compresor (rpm); sin embargo, la salida calculada por el algoritmo se limita al rango de velocidades de cada máquina; la cual es variable según la etapa de compresión, por ejemplo, para la primera etapa se encuentra entre las 3760 como rpm mínima y 4160 como rpm máxima. En conjunto la estrategia se combina con control por retroalimentación (feedback) para ajuste fino del lazo principal; lo cual se logra implementando un bloque de cálculo que suma las salidas tanto del algoritmo como del bloque PID del feedback. Si la estrategia feedforward es capaz de mantener la variable controlada en su set point, el error calculado por el bloque feedback es nulo y en ese caso, no es necesario reajustar la variable manipulada.

### **Algoritmo de control anti-surge**

La variable controlada es el flujo de succión al compresor, cuyo set point es variable, dado el cambio de la diferencia de presión provocada por la máquina. La variable manipulada es la apertura de la válvula de recirculación.

Para implementar el algoritmo de control anti-surge se emplearon, además del diseño del algoritmo, unidades de control PID. Es importante destacar que cuando el punto de operación se encuentra cercano a la línea de control, la válvula de recirculación debe ser suficientemente rápida en su apertura para evitar el surge, que es un fenómeno que se inicia en el orden de los pocos milisegundos; en consecuencia, uno de los bloques PID deberá ser de dinámica mayor en comparación al otro bloque. Además se empleó bloques selectores, cuyo propósito es el de seleccionar entre las dos acciones (salidas de control) la de respuesta más rápida, enviar la señal hacia el elemento final (válvula) y tomar acción correctiva.

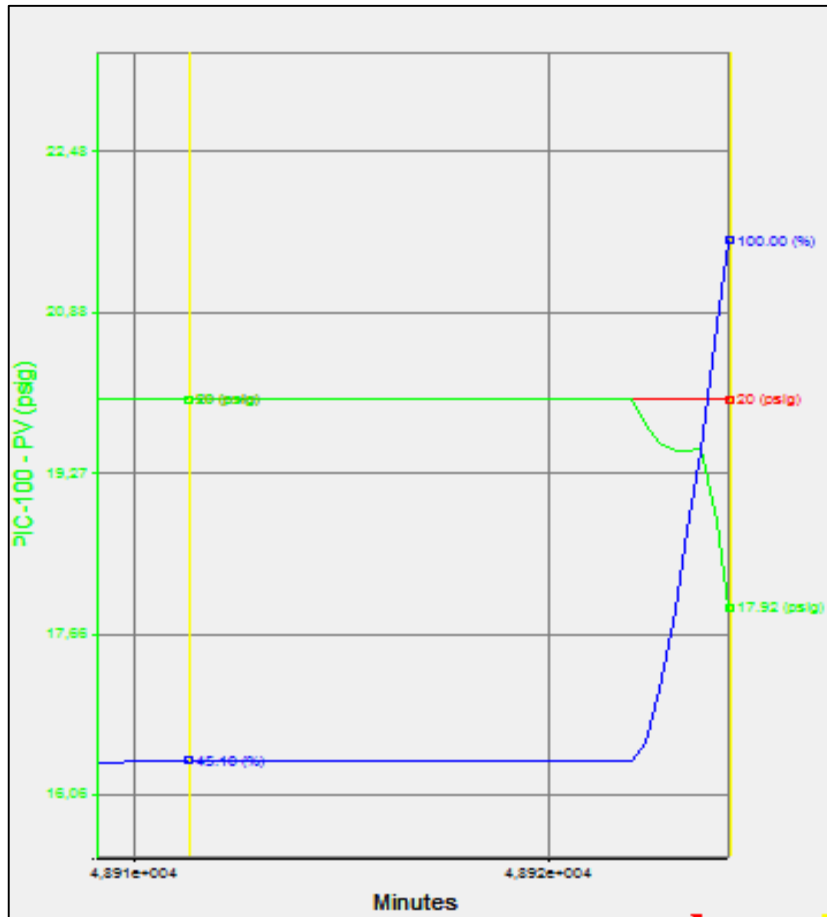
Se presentan a continuación los resultados obtenidos a lazo cerrado de la acción de los algoritmos de control de carga y control anti-surge: el campo de acción o de juego del control de carga o capacidad comienza cuando existe una o más estaciones de flujo bloqueadas; no obstante, de encontrarse las cinco (5) estaciones obstruidas o con problemas, entonces se considera como condición crítica y en dicho caso, el único algoritmo actuante es el de la estrategia anti-surge para proteger la integridad de los compresores.



**Figura N° 12. Respuesta a lazo abierto (control de carga) del flujo molar, presión y temperatura a la descarga de la planta ante el bloqueo de dos estaciones de flujo**

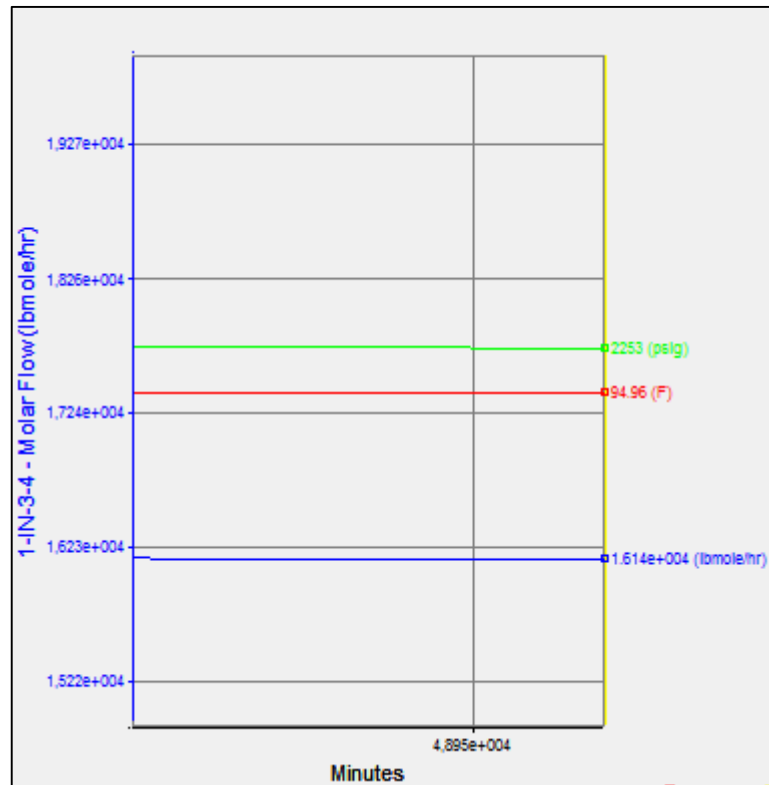
Para una capacidad de diseño de 165,6 MMSCFD (aprox. 18150 lbmol/h) al bloquearse dos o tres estaciones de flujo, se produce una caída muy brusca del flujo de gas procesado, como se aprecia en la figura N°12, al igual que sucede con la presión, aunque con una menor rapidez de decaimiento. Esta gráfica muestra cuál es

la respuesta en el flujo molar procesado cuando no se ha implementado el control de carga.



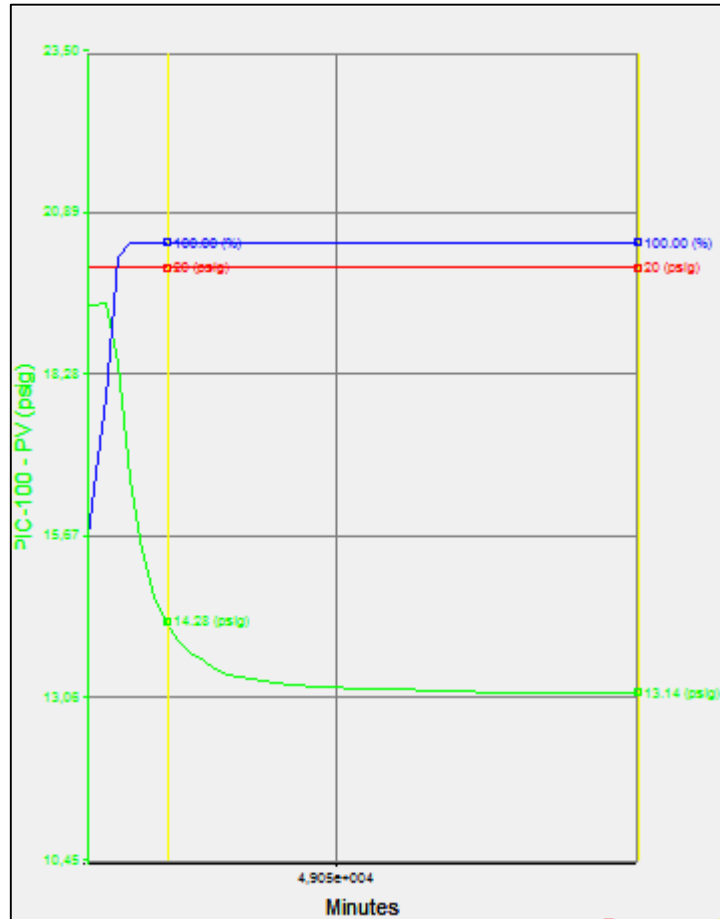
**Figura N° 13. Respuesta a lazo cerrado de la presión del tanque múltiple (control de presión PIC-100) ante el bloqueo de 3 estaciones de flujo**

Como es mostrado en la figura N° 13 en los primeros instantes frente al disturbio, el tanque pulmón es capaz de mantener la tasa de flujo alimentado y presión (curva verde) gracias al control de presión que actúa sobre las válvulas de entrada hacia el mismo (curva azul); sin embargo, si la perturbación es considerable y provoca que este lazo de control sature su salida (salida en 100%), la deficiencia de flujo (energía) debe ser suplida por el algoritmo de control de carga, hasta el punto de que la variable manipulada (velocidad de los compresores) alcanza las máximas rpm.



**Figura N° 14. Respuesta estabilizada a lazo abierto (control de carga) del flujo molar, presión y temperatura a la descarga luego de estabilizada la simulación.**

En la figura N° 14, se muestra los valores estabilizados del flujo molar, presión y temperatura luego del bloqueo de dos estaciones de flujo; como se aprecia, la capacidad (curva azul) disminuye hasta los 16140 lbmol/h, siendo este aproximadamente unos 147 MMSCDF, frente a los 165,1 MMSCDF que deberían producirse, como consecuencia de que la planta no posee activado el control de carga, es decir, bajo esta condición, las estaciones de flujo que siguen funcionando no poseen la capacidad de compensar la pérdida de las estaciones bloqueadas. El valor de la temperatura siempre permanece en el set point deseado (ver también Figura N° 9), gracias a la especificación dinámica hecha en el enfriador del gas.

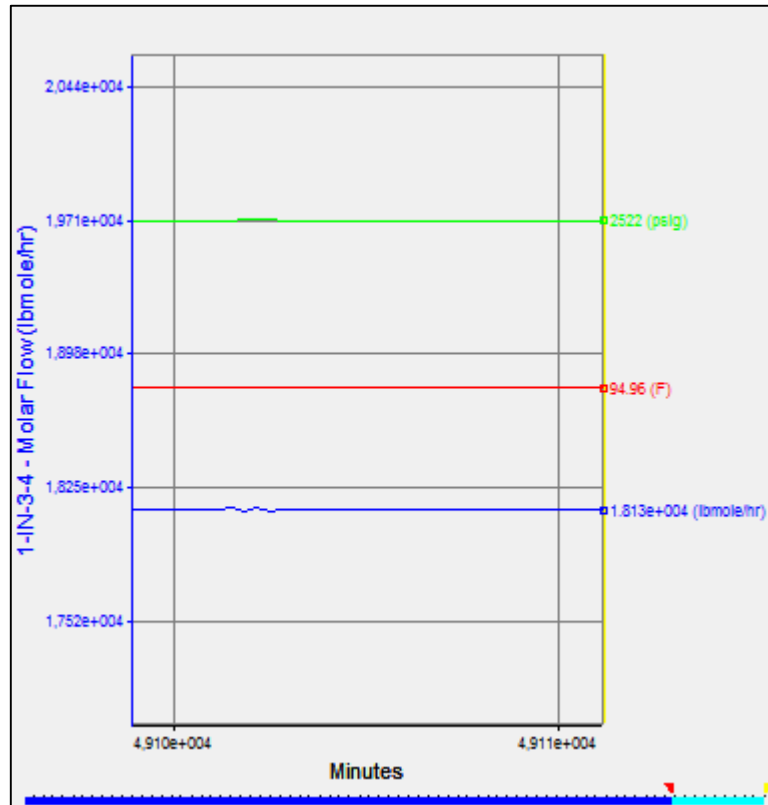


**Figura N° 15. Respuesta a lazo cerrado (control de presión) del PIC-100 para 3 estaciones de flujo bloqueadas.**

La figura N° 15 muestra la forma en que disminuye la presión del múltiple separador que se encuentra en la alimentación de la planta; como se observa, a pesar de que las válvulas poseen un 100% de apertura, es decir, ya existe una saturación del control de presión, dada la imposibilidad de compensar la energía que se ha perdido con el bloqueo de todas las estaciones de flujo. Se evidencia el desvío entre el valor de set point (20 psig) y la variable de proceso que se estabiliza en 13,14 psig luego de ocurrida la saturación del lazo de control. También se observa la rapidez con la que se inicia la apertura de las válvulas de control para mantener el valor de set point (curva

azul), al instante en el que las estaciones comienzan a bloquearse y por tanto ocurre la caída en la presión del gas de entrada.

Se muestra a continuación la respuesta de la capacidad bajo la acción del control de carga (a lazo cerrado), en las gráficas siguientes.



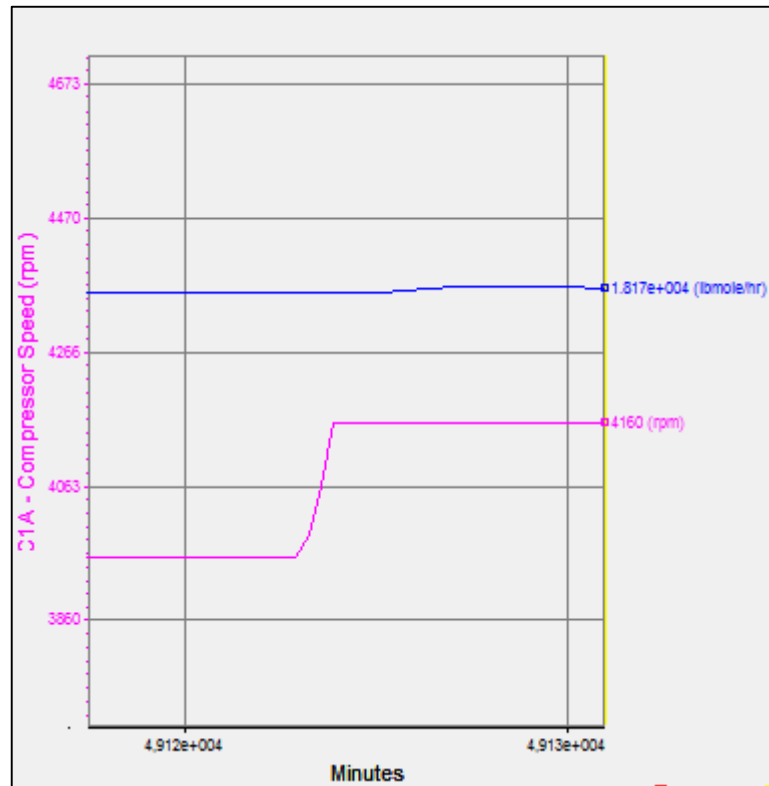
**Figura N° 16. Respuesta a lazo cerrado del flujo molar para el control de carga, ante el bloqueo de dos estaciones de flujo.**

Cuando se han bloqueado 2 estaciones de flujo, esto se convierte en una perturbación considerable para la planta, representado en la figura N° 16. Aunque no se nota variación en la rapidez del flujo molar (curva azul), el resultado es lógico debido a que el algoritmo se fundamenta en la estrategia Feedforward (control anticipativo), el cual establece medición de los disturbios o perturbaciones mayores y simultáneamente toma acción correctiva sobre el proceso, evitando que la variable controlada se desvíe del punto de control o set point. Sumado a la ventaja de este tipo de estrategia, se debe considerar que la planta compresora posee siete etapas de

compresión, lo que significa que su comportamiento en estado transitorio conlleva intervalos de tiempo muerto apreciables, en comparación con la dinámica de operación de un solo compresor y los cambios entre las variables inherentes a este, como el flujo y la presión cuando existe la presencia de un disturbio o modificación de las condiciones de alimentación al equipo.

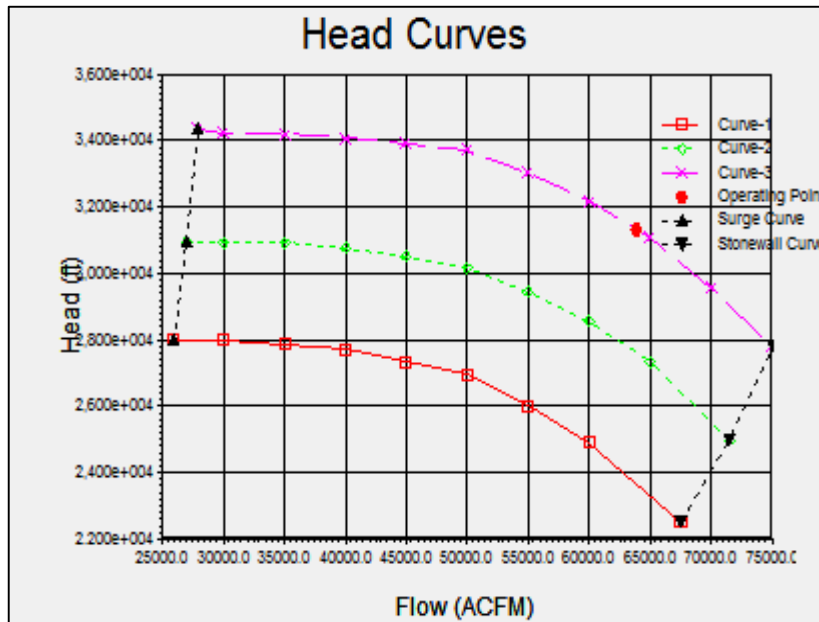
Uno de estos intervalos de tiempo se encuentra motivado a la distancia física que existe entre la variable controlada (corriente de descarga final de la planta) y la medición de las perturbaciones en la alimentación de la planta, es de esperar, que cuando entra en acción el control de capacidad, el flujo molar de descarga aún no haya percibido el efecto de la perturbación. A pesar de que implementó un tiempo de retardo (10 a 12 segundos) entre el cálculo del valor de la variable manipulada (rpm) y su asignación al compresor propiamente, el cual pudiese generar un error o desbalance a la variable de salida (capacidad) esto es compensado mediante la combinación con la estrategia feedback, que además corrige las posibles inexactitudes del modelo, por tanto es válido y aceptable que el valor de capacidad permanezca en punto de consigna (set point). Lo anterior no ocurre cuando se bloquean más estaciones de flujo, pues para dicho caso la salida del control de carga ya se ha saturado en 100% (rpm en 105%). La utilidad del tiempo de retardo (unidad Lag) es la de fungir como compensación dinámica al modelo de adelanto (feedforward) y además simular el tiempo que conlleva la turbina en desarrollar determinada velocidad y a la caja de engranaje desarrollarla hacia el compresor.





**Figura N° 17. Respuesta de la variable manipulada del control de carga (rpm del compresor) ante el bloqueo de dos estaciones de flujo para la primera etapa.**

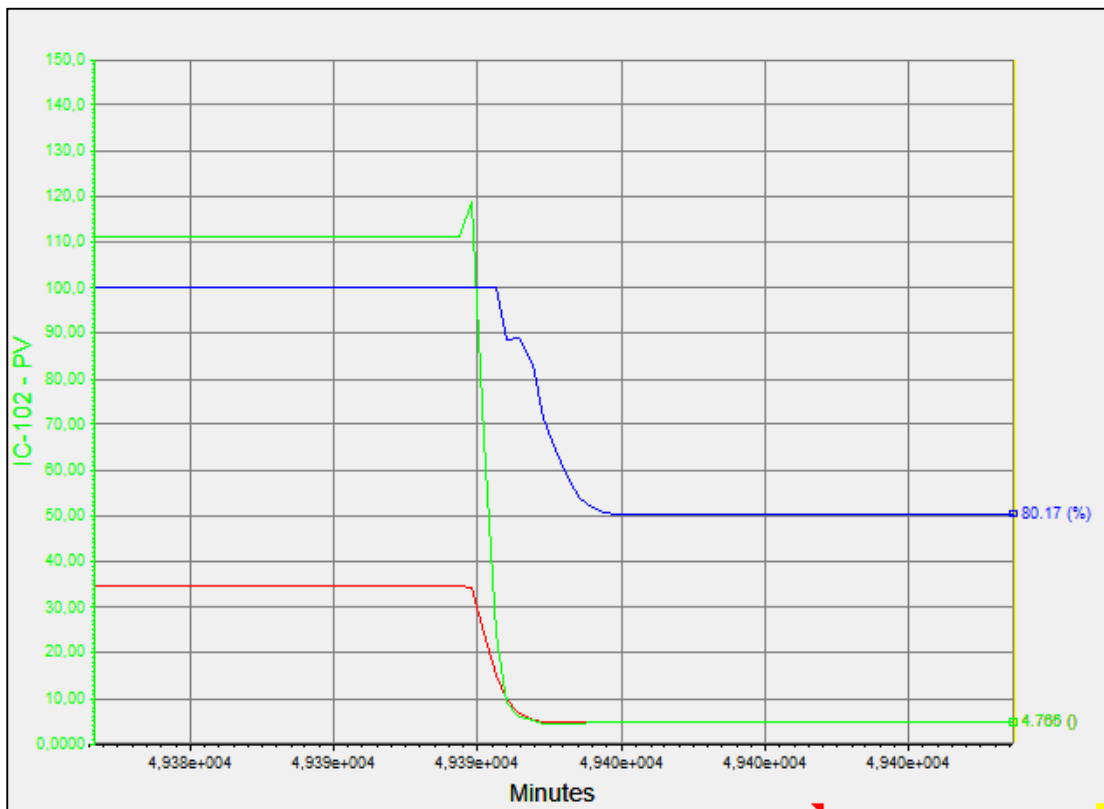
En la figura N° 16 se observa la curva de respuesta de la variable manipulada (curva en color purpura) como resultado del comportamiento del control de carga ante el bloqueo de dos estaciones de flujo. Como es de esperar, se produce un incremento en la velocidad de operación del compresor (rpm) con el objeto de compensar la pérdida de energía ocasionada por el bloqueo y mantener el valor de la presión de descarga de la etapa.



**Figura N° 18. Punto de operación en el primer compresor, como resultado de la acción del control de carga**

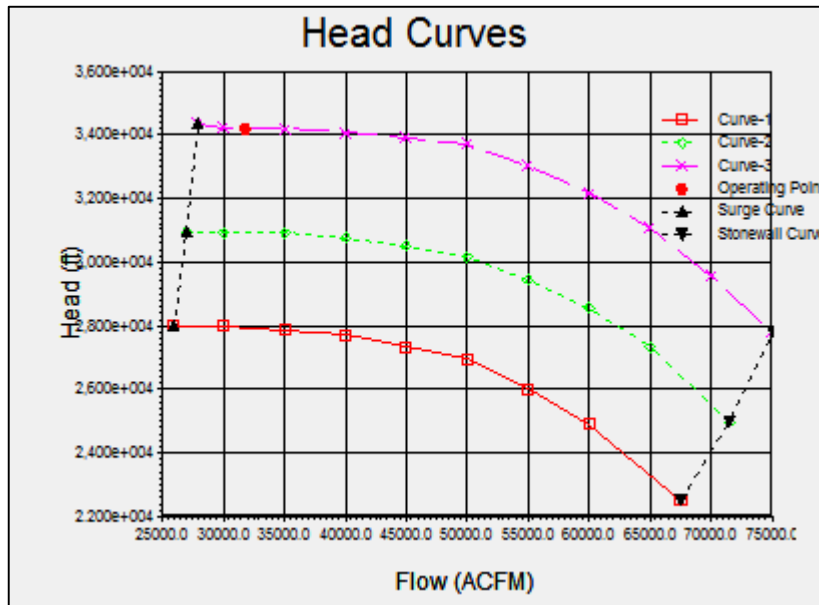
En correspondencia con los resultados observados en la figura N° 16, se observa en la figura N° 18 la ubicación del punto de operación en la primera etapa de compresión. Como se aprecia la velocidad de operación se ubica en los 4160 rpm, siendo este el resultado descrito por el control de carga como respuesta a la perturbación que ha ingresado al proceso y lograr así mantener la capacidad deseada.

**Control anti-surge:** Se muestran los resultados obtenidos para la acción correctiva del control anti-surge para las etapas 1ra y 3ra.



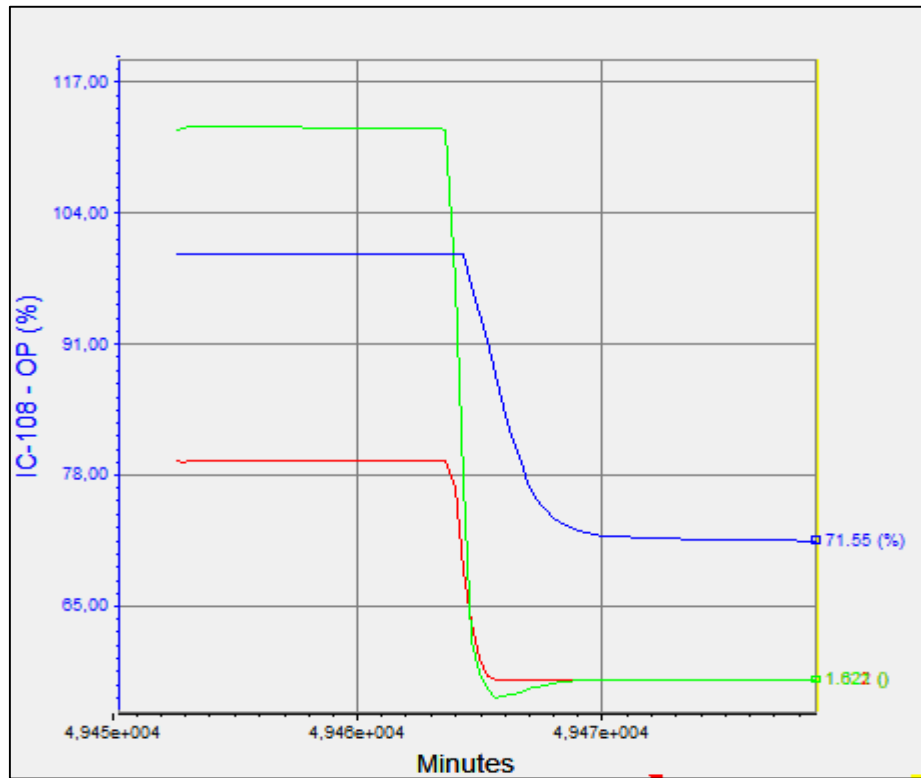
**Figura N° 19. Comportamiento de la variable de proceso (PV), set point SP y apertura de válvula de recirculación a lazo cerrado del control anti-surge (IC-102) en la 1ra etapa de compresión.**

Como se observa en la gráfica de la figura N° 19, se visualiza la tendencia del flujo volumétrico convertido en diferencial de presión (variable de proceso), flujo de surge (set point) y el porcentaje de apertura de la válvula de recirculación. Una vez que ingresa la perturbación a la planta, inmediatamente el flujo de succión (en la primera etapa) disminuye de forma brusca (curva verde), de forma simultánea, la válvula de recirculación comienza a aumentar su apertura (curva azul), dado que la misma es de aire para cerrar (abierta en falla), una señal de salida del controlador de un 80,17% representa un 19,83% de apertura en la válvula. El tiempo de estabilización del flujo, en el cual dicha variable alcanza el valor del set point es de 1,5 minutos aproximadamente, sin evidenciarse sobrepicos u oscilaciones en este transcurso, a pesar de la naturaleza altamente transitoria del fenómeno del surge, además durante intervalo, el caudal de succión (curva verde) no llega al valor del caudal de surge.



**Figura N° 20. Punto de operación del 1er compresor en la línea de control anti-surge**

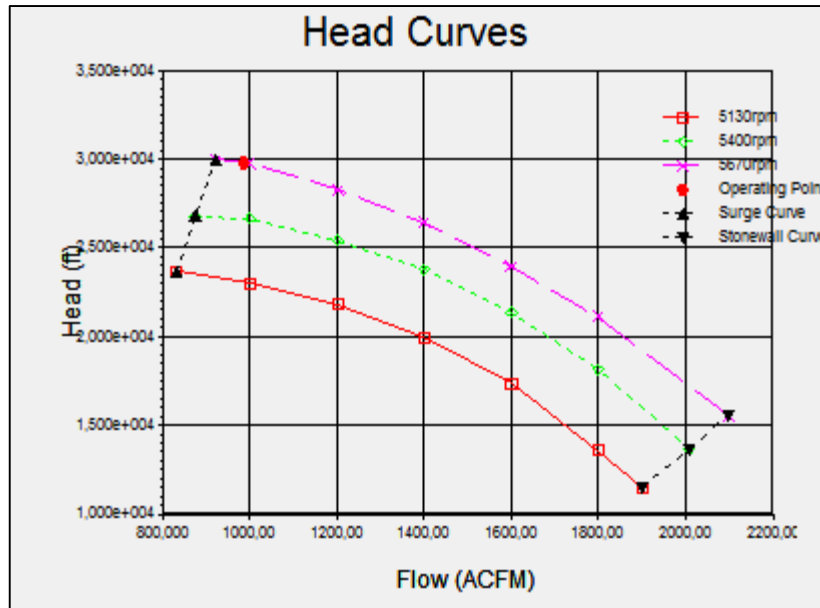
En la figura N° 19 se muestra el punto de operación del primer compresor. Como se observa, dicho punto (color rojo) se encuentra desplazado con respecto a la línea negra segmentada (línea límite de surge) y en concordancia con la figura N° 18, éste se ubica justo sobre la línea de control, la cual mantiene un desplazamiento del 20% con respecto a la curva límite (mínimo caudal a máxima velocidad), evitando de esta forma la condición de oleaje en el compresor. Bajo esta situación, la recirculación existente es total, por lo cual no existe flujo de gas que circule hacia la etapa siguiente (segunda etapa), un hecho físicamente lógico; al no existir gas alimentando a la etapa, la única energía disponible es la entregada en el compresor; sin embargo, este contenido energético en el gas se pierde al fluir a través de la válvula de reciclo, que representa un elemento totalmente resistivo, continuando la recirculación en la etapa, el decremento de energía es tal que el diferencial de presión ganado en la máquina es solo el requerido para entrar a dicha válvula y continuar este ciclo. Cualquier etapa en recirculación total no envía flujo hacia el próximo compresor.



**Figura N° 21. Comportamiento de la variable de proceso (PV), set point SP y apertura de válvula de recirculación a lazo cerrado del control anti-surge (IC-102) en la 3ra etapa de compresión.**

La gráfica de la figura N° 20 muestra la variación del flujo o caudal de succión (curva verde) ante el ingreso de una perturbación a la planta, que podría ocasionar oleaje en el tercer compresor. Se nota como el flujo (convertido a diferencial de presión) desciende súbitamente y segundos después entra en acción el control anti-surge, cambiando el porcentaje de apertura de la válvula de recirculación (curva azul), este intervalo entre la caída del flujo y la actuación de la variable manipulada, se debe a la dinámica que posee el actuador de la válvula de recirculación. Aunque la variable de proceso (caudal) se desvía por debajo del set point, esto ocurre transitoriamente y aun así, no existe peligro del inicio de la condición del surge, dado que para esta etapa existe mayor desplazamiento (20%) respecto a la línea límite de surge. No obstante, se alcanza de forma satisfactoria el valor deseado con un 29,45% de apertura en la válvula de reciclo (71,55% de señal de salida del controlador). El valor de set point

también es variable y se modifica según el incremento de presión existente en el compresor.



**Figura N° 22. Punto de operación del 7mo compresor en la línea de control anti-surge**

En la séptima etapa de compresión se implementó un 20% de desplazamiento para la línea de control de surge, asegurando así la protección del equipo, al evitar la peligrosa condición de oleaje. Esta etapa, a diferencia del resto, posee mayor sensibilidad a la disminución en la presión de succión, hecho debido a que las curvas características del compresor son de pendiente muy pronunciada para flujos menores, como se evidencia en la figura N° 22.

El resultado para el resto de las etapas se encuentra en la sección de Apéndice, Apéndice 2.

**DESARROLLO DE UNA INTERFAZ O MÓDULO QUE PERMITA LA INCORPORACIÓN DE PARÁMETROS PARA LA CONFIGURACIÓN DE LOS ALGORITMOS DEL MÓDULO CONTROL EN SOFTWARE COMO MATLAB, LABVIEW Y/O UNISIM-DESIGN.**

-Current Cell-								
A1		Variable:			Angles in:			
Exportable <input type="checkbox"/>								
	A	B	C	D	E	F	G	H
1	ANTISURGE				ETAPAS			
2		1A	2A	3A	4A	5A	6A	7A
3	PARAMETRO CONTROL							
4	GANANCIA Kc	0.4106	2.448	2.420	3.582	0.8391	2.420	3.582
5	TIEMPO INTEGRAL Ti	4.293 seconds	3.750 seconds	4.848 seconds	3.738 seconds	5.137 seconds	4.848 seconds	3.738 seconds
6	AUTOTUNER?	1.000						
7	SI = 1							
8	ACEPTAR	1.000						
9								
10	CARGA							
11	PARAMETRO							
12	GANANCIA Kc	10.00	10.00	0.5000	10.00	10.00	10.00	0.5000
13	TIEMPO INTEGRAL Ti	7.500 seconds	7.500 seconds	7.500 seconds	7.500 seconds	7.500 seconds	7.500 seconds	6.300 seconds
14	AUTOTUNER?							
15	SI = 1							
16	ACEPTAR							

**Figura N° 23. Módulo para la incorporación de parámetros de entonamiento del algoritmo de control anti-surge.**

Como se muestra en la figura N° 23, se empleó una hoja de cálculo del simulador UNISIM-Design para la incorporación de los parámetros de control de carga y control anti-surge. Se observa que existen dos celdas disponibles para la incorporación del valor de la ganancia proporcional (Kc), el tiempo integral (Ti) que permiten el entonamiento del lazo PID del algoritmo. Además, se utilizó el Programador de eventos para ejecutar con mayor practicidad el ajuste de los PID, para ello existe una tercera celda (Autotuner) donde el usuario tiene la opción o posibilidad de solicitar el proceso de Autotuning al propio software del simulador, con lo cual automáticamente se calculan los valores de ganancia y tiempo integral. La componente derivativa (tiempo derivativo) no se considera puesto que atribuye una tasa de inestabilidad al lazo cuando el proceso posee fluctuaciones (ruido) en el flujo (surge) (Gravdahl, J. y Egeland, O. 1999).

## CAPÍTULO V

### CONCLUSIONES

1. El análisis de grados de libertad permitió determinar las especificaciones que debieron hacerse para la correcta resolución del estado estacionario y dinámico de la simulación, además de un mejor entendimiento del proceso de compresión.
2. La simulación en estado estacionario representa satisfactoriamente el caso diseño de la planta de compresión Tía Juana 3.
3. La simulación en estado dinámico representa satisfactoriamente el comportamiento transitorio de la planta compresora Tía Juana 3.
4. En la simulación dinámica la salida de operación (caída) de una etapa de compresión se programó ajustándose a la secuencia realizada en la planta real, permitiendo reproducir un escenario importante de operación que sirva para el entrenamiento de operadores y toma de decisiones del proceso.
5. En la simulación dinámica al programar el algoritmo de recuperación de una etapa de operación, caída permite la aplicación de la secuencia seguida en planta real y posee el beneficio de observar la restauración a los valores normales de operación como efecto del cambio entre dos estados transitorios.
6. El modelo matemático de los algoritmos de control de carga y control anti-surge es capaz de considerar la dinámica propia de las perturbaciones al sistema de compresión y permite el cálculo de las predicciones de las señales de salida en instantes futuros bajo un tiempo determinado de simulación.
7. El algoritmo de control anti-surge se comporta de forma satisfactoria ante el ingreso de perturbaciones a la planta, evitando la condición de oleaje en cada uno de los siete compresores.
8. En el algoritmo de control de carga para mantener el valor de capacidad deseada es necesario un incremento de la velocidad de operación (rpm) de los compresores.



9. El hecho de controlar la presión de descarga en una etapa es equivalente a mantener un control sobre el flujo estándar al manipular la velocidad del compresor.
10. El algoritmo de control de carga es una estrategia de control avanzado que logra mantener el flujo de gas estándar en el valor requerido de 165,6 MMSCDF.
11. Ante el bloqueo de parte de las estaciones de flujo que alimentan a la planta compresora existe un límite, representado por la máxima apertura de las válvulas de alimentación para la compensación de la energía perdida, cuando actúa el control de presión del tanque pulmón o múltiple.
12. El modelo matemático de la línea de control anti-surge no depende de la presión de succión y en función de esta última, se recalcula un nuevo valor de set point para la capacidad (punto de control).
13. El control de carga posee un rango limitado de acción para ejercer sobre la variable manipulada (rpm del compresor) dado que la misma solo abarca desde un 80 a 105% de la velocidad nominal de operación por lo que dicho algoritmo funciona para pequeñas perturbaciones a la planta.
14. La estrategia Feedforward aplicada para disturbios medibles y compensables actúa satisfactoriamente en la simulación de la planta compresora.
15. La combinación del control Feedforward con control por retroalimentación (Feedback) o ajuste fino del lazo compensa las posibles inexactitudes del modelo matemático para mantener la capacidad estándar en el valor requerido.
16. Un módulo para la incorporación de los parámetros de control (ganancia proporcional y tiempo integral) diseñado en el simulador UNISIM-Design le aporta cierta practicidad al uso de la simulación cuando se tiene más de una etapa de compresión y en una misma hoja de cálculo pueden suministrarse dichos parámetros.

## RECOMENDACIONES

1. Desarrollar el modelo matemático del fenómeno del surge u oleaje con la finalidad de poseer una mejor comprensión del proceso y por ende diseñar estrategias de control con mayor aproximación.
2. Disponer de datos actualizados de planta en relación a los datos de diseño de la misma con el objetivo de reproducir comportamiento en la actualidad de la planta compresora y ajustar la respuesta dinámica de la simulación a dichos datos.
3. Evaluar estrategias para la entonación de los lazos básicos de control para el acople a distintos escenarios dinámicos de planta.
4. Evaluar el comportamiento del modelo turbina de gas y compresor para una mejor comprensión de ambos procesos e integrarlos como un todo en la simulación dinámica de una planta compresora.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Acedo, J. (2006). *Instrumentación y Control Avanzado de Procesos*. Madrid: Díaz de Santos. 603 p.
- Anzola, L. (2011). *Modelado matemático de un tren de compresión multietapas*. Caracas: Trabajo Especial de Grado. Universidad Central de Venezuela.
- Compressor Control Corporation. (1999). *Handbook of Compressors*. New York.
- Corripio, A., Smith C. (1991). *Control automático de procesos, teoría y práctica*. México: Limusa.
- Gravdahl, J. y Egeland, O. 1999 “*Compressor surge and rotating stall: Modeling and control*”. Springer-Verlag, London.
- Gómez, M. y Rebolledo J. (2012). *Simulación de un algoritmo de control de los fenómenos de Surge y Stonewall en un compresor centrífugo, utilizando los software Matlab e HYSYS*. Proyecto Especial de Grado. San Cristóbal.
- Greene, R. (1998). *Compresores: Selección, uso y mantenimiento*. 2da ed. México: McGraw Hill 290 p.
- Hanlon, P. (2001) *Compressor Handbook*. Disponible: [http://www.apvgn.pt/documentacao/compressor\\_handbook\\_hanlon.pdf](http://www.apvgn.pt/documentacao/compressor_handbook_hanlon.pdf). [Consulta: 2014, Julio 2014].
- Henley y Seader. (2000). *Operaciones de separación por etapas de equilibrio en Ingeniería Química* 3ra ed. México 814 p.
- Hernández, F., Olguín L. y Romero, J. (2009). *Propuesta de control para el efecto Surge de un compresor centrífugo*. México, D.F.
- Luyben, W. L. (1996). *Design and Control Degrees of Freedom*. *Industrial and Engineering Chemistry Research*, 2204-2214.
- Mestanza, A., Pineda, L. (2007). *Simulación de procesos*. Disponible: <http://www.simulacioniq.blogspot.com>. [Consulta: Agosto, 2015].

Mott, R. (2006). *Mecánica de fluidos*. México: Pearson-Prentice Hall.

Scenna, N. J. (1999). *Modelado, Simulación y Optimización de Procesos Químicos*.

Staroselsky, N., Ladin, L. (1974). *Control mejorado de oscilaciones en compresores centrífugos*. New York. Trabajo de Investigación.

Stephanopoulos, G. (1988). *Chemical Process Control*. New Jersey Prentice Hall 685p.

Varela, J. V., J. D. (2013). *Desarrollo de una herramienta de simulación para estudiar y evaluar la operación y control de una unidad de destilación*: Trabajo Especial de Grado, Universidad Central de Venezuela. Caracas.

White, W. (1974) *Surge Control for Centrifugal Compressors*. The Foxboro Co. 1972. 54p

## APÉNDICE

### Apéndice N° 1. Desarrollo del modelo matemático del control anti-surge

Se muestra el resto del desarrollo matemático para la deducción de la ecuación de la línea de control anti-surge:

Sustituyendo en la ecuación (28) la ecuación de Q,

$$C_6 Z_{prom} \frac{(R_c^{\delta}-1)}{\delta} = \frac{W^2 Z_1^2 T_1}{P_1^2 P_{mol}} \quad \text{Ecuación 31}$$

Donde:

$Z_{prom}$ : Factor de compresibilidad promedio entre succión y descarga del compresor (adim.)

$C_6$ : Constante

Empleando la ecuación para el cálculo de flujo de gas en la succión de un compresor, por medio de un medidor de flujo;

$$W = C_7 \sqrt{\frac{\Delta P_{o,s} P_1 P_{mol}}{T_1 Z_1}} \quad \text{Ecuación 32}$$

$C_7$ : Constante

La ecuación (30) se convierte en:

$$C_8 Z_{prom} \frac{(R_c^{\delta}-1)}{\delta} = \frac{\Delta P_{o,s} P_1 P_{mol} Z_1^2 T_1}{T_1 Z_1 P_1^2 P_{mol}} \quad \text{Ecuación 33}$$

Donde:

$C_8$ : Constante

$\Delta P_{o,s}$ : Diferencial de presión en la succión, (psi)

Simplificando,

$$C_8 \frac{Z_{prom}}{Z_1} P_1 \frac{(R_c^{\delta}-1)}{\delta} = \Delta P_{o,s} \quad \text{Ecuación 34}$$

La ecuación también puede ser aplicada en la descarga del compresor, dando como resultado:

$$W = C_7 \sqrt{\frac{\Delta P_{o,1} P_1 P_{mol}}{T_1 Z_1}} = C_7 \sqrt{\frac{\Delta P_{o,2} P_2 P_{mol}}{T_2 Z_2}} \quad \text{Ecuación 36}$$

Donde:

$\Delta P_{o,2}$ : Diferencial de presión en la descarga, (psi)

$T_2$ : Temperatura del gas en la descarga, (°R)

$P_2$ : Presión del gas en la descarga, (psi)

$$\Delta P_{o,1} = \Delta P_{o,2} \frac{P_2 T_1 Z_1}{P_1 T_2 Z_2} \quad \text{Ecuación 37}$$

Así la ecuación (33) se transforma en:

$$C_9 \frac{Z_{prom} Z_2 T_2 P_1^2 (R_c^\delta - 1)}{Z_1^2 T_1 P_2} = \Delta P_{o,2} \quad \text{Ecuación 38}$$

Donde:

$C_9$ : Constante

En este TEG se supuso despreciables los cambios en el factor Z, por lo que:

$Z_{prom} \approx Z_1 \approx Z_2$  y considerando que la relación de compresión  $R_c$  es menor a 2,5; (Greene, 1998) afirma que el término  $\frac{(R_c^\delta - 1)}{\delta}$  puede aproximarse a un término lineal de la forma  $C_{10}(R_c - 1)$

Así, se tiene:

$$C_{11}(P_2 - P_1) = C_{11} \Delta P_c = \Delta P_{o,1} \quad \text{Ecuación 39}$$

Donde:

$C_{10}$  y  $C_{11}$ : Constantes

$$C_{12} \frac{P_1 T_2}{P_2 T_1} (P_2 - P_1) = C_{12} \frac{P_1 T_2}{P_2 T_1} \Delta P_c = \Delta P_{o,2} \quad \text{Ecuación 40}$$

La línea de control desplazada una cantidad o porcentaje fijo respecto a la línea límite de surge, se obtiene por medio de la siguiente ecuación:

$$C_{11}\Delta P_c + b = \Delta P_{o,1} \quad \text{Ecuación 41}$$

Donde:

*b*: Constante (Desplazamiento de la línea de control) (psi)

Apéndice 2. Se muestra los resultados obtenidos para la acción del control anti-surge para el resto de las etapas, indicando los puntos de operación sobre las líneas de control anti-surge.

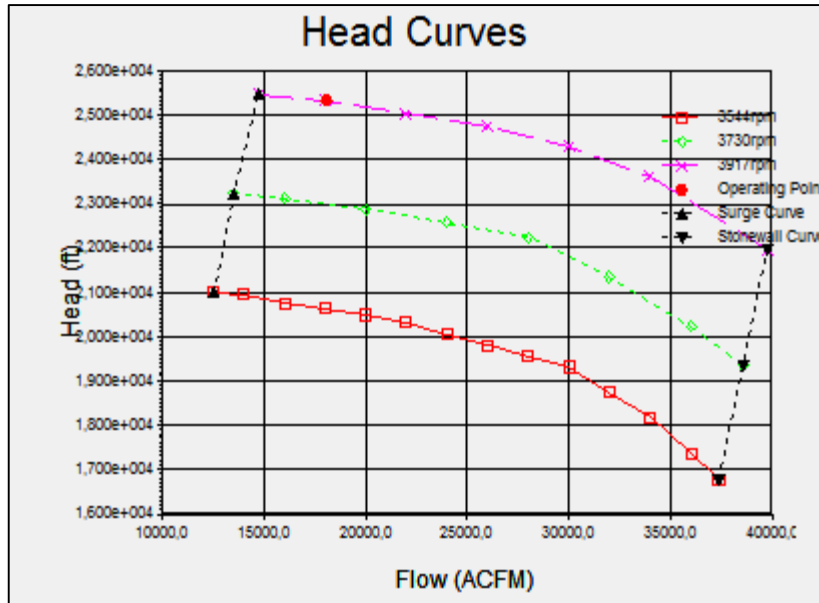


Figura N° 24. Punto de operación del 2do compresor en la línea de control anti-surge

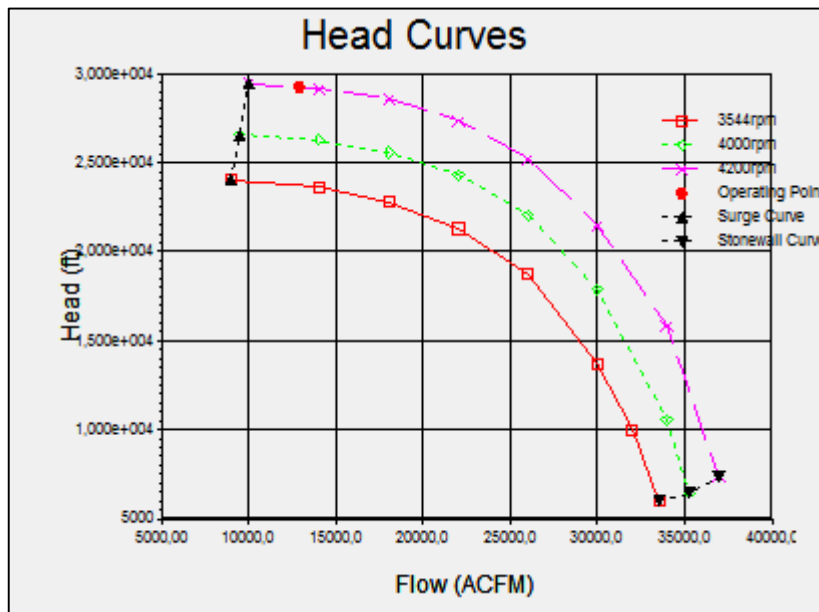
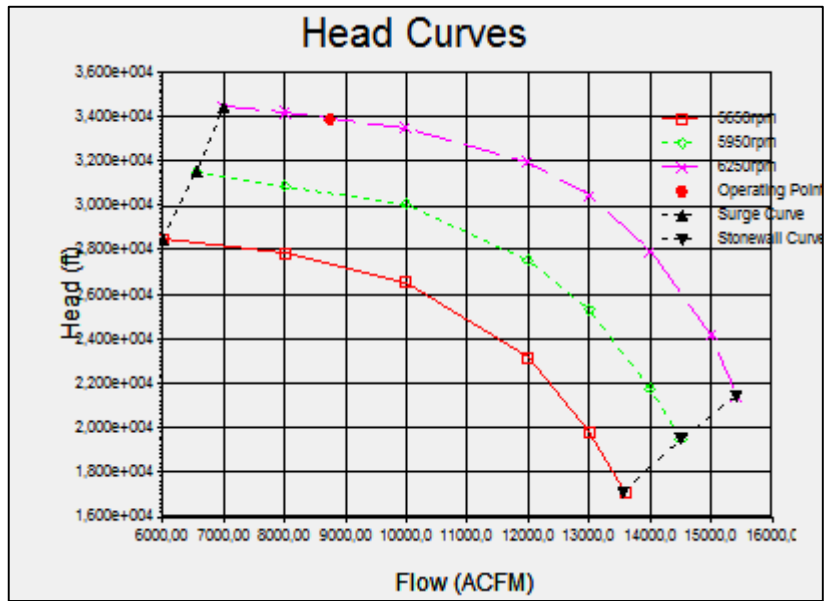
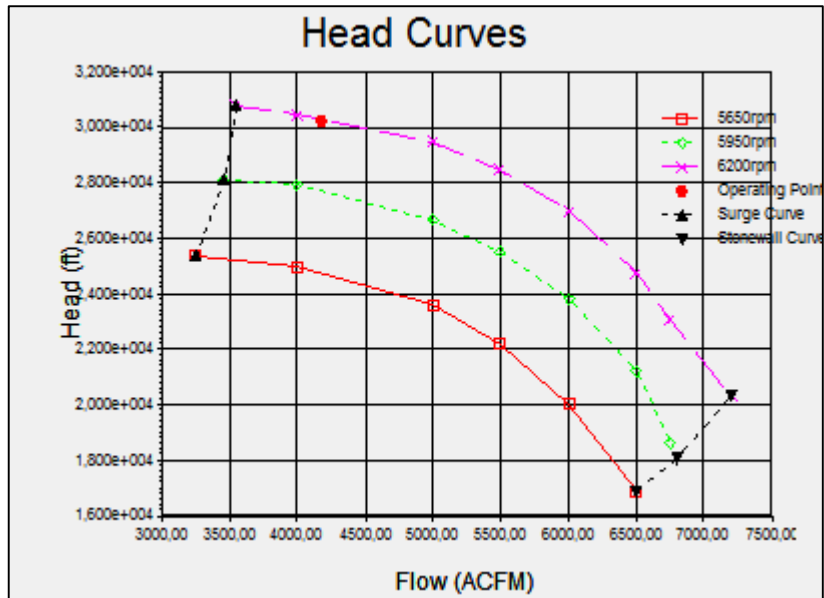


Figura N° 25. Punto de operación del 3er compresor en la línea de control anti-surge





**Figura N° 26. Punto de operación del 4to compresor en la línea de control anti-surge**



**Figura N° 27. Punto de operación del 5to compresor en la línea de control anti-surge**

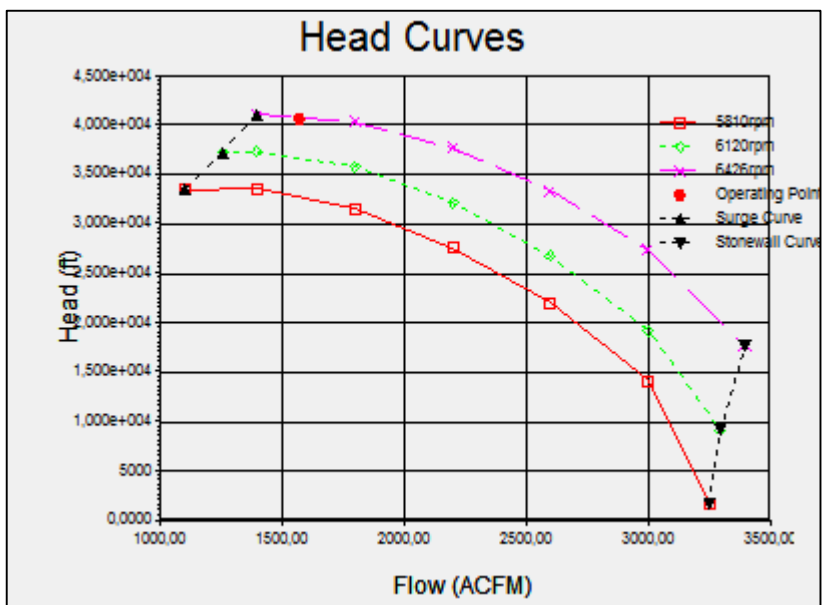


Figura N° 28. Punto de operación del 6to compresor en la línea de control anti-surge

**Apéndice N° 3. Condiciones de operación para cuando una etapa de compresión esta caída (fuera de operación).**

Propiedad	C1A	C2A	C3A	C4A	C5A	C6A	C7A
FLUJO SUCC (MMSCFD)	165,5	165,4	165,4	165,3	165,1	165	165
PRES SUCC (psi)	20	50,3	88,9	165,7	332,9	621,6	1170,9
TEMP SUCC (°F)	87,6	94,7	94,7	94,6	94,8	94,5	94,5
PRES DESC (psi)	54,3	94,1	172,8	339,9	630,9	1181,6	2524,4
TEMP DESC (°F)	188,6	180,2	193,3	196,1	191,9	203,6	219,9
$\Delta P_o$ PV (plg agua)	110,9	21,8	17,7	23,3	42,9	42,9	71,3
$\Delta P_o$ SP (plg agua)	34,5	9,7	8	15,9	23,9	10,8	46,4
RPM	3955	3723	3968	5823	5805	5864	5667

**Tabla N° 9. Condiciones de operación obtenidas en la simulación dinámica.**

**Apéndice N° 4. Valores obtenidos en la simulación estacionaria para los equipos principales para las etapas 3ra a 7ma.**

**Tabla N° 10. Valores obtenidos en la simulación estacionaria para los equipos principales. Etapa 3.**

<b>Equipo</b>	<b>Resultados</b>	<b>Valor</b>
V-101-2-2 (separador a la descarga)	Presión de operación (psia)	185,2
	Temperatura de operación (°F)	95
C3A (compresor)	Caudal (MMSCFD)	165,6
	Presión de descarga (psia)	187,5
	Potencia consumida (kJ/h)	1,914*10 <sup>7</sup>
	Temperatura de descarga (°F)	193,3
E-102 (enfriador)	Temperatura de salida (°F)	95
	Presión de descarga (psia)	185,2

Como se detalla en la tabla N° 10, se indican los valores de estado estacionario para los cuales se alcanza la estabilidad o convergencia de la simulación estacionaria y los mismos constituyen el punto de partida para la resolución inicial de la simulación dinámica. Las unidades MMSCFD por sus siglas en inglés, se refieren los Millones de pies cúbicos estándar por día de gas que procesa el compresor, siendo estas las unidades manejadas en la planta compresora Tía Juana 3.

**Tabla N° 11. Valores obtenidos en la simulación estacionaria para los equipos principales. Etapa 4.**

<b>Equipo</b>	<b>Resultados</b>	<b>Valor</b>
V-101-2-3 (separador a la descarga)	Presión de operación (psia)	349,3
	Temperatura de operación (°F)	95
C4A (compresor)	Caudal (MMSCFD)	165,5
	Presión de descarga (psia)	354,6
	Potencia consumida (kJ/h)	1,900*10 <sup>7</sup>
	Temperatura de descarga (°F)	196,1
E-103 (enfriador)	Temperatura de salida (°F)	95
	Presión de descarga (psia)	349,3

**Tabla N° 12. Valores obtenidos en la simulación estacionaria para los equipos principales. Etapa 5.**

<b>Equipo</b>	<b>Resultados</b>	<b>Valor</b>
V-101-2-4 (separador a la descarga)	Presión de operación (psia)	644,3
	Temperatura de operación (°F)	95
C5A (compresor)	Caudal (MMSCFD)	165,3
	Presión de descarga (psia)	645,6
	Potencia consumida (kJ/h)	1,730*10 <sup>7</sup>
	Temperatura de descarga (°F)	192
E-104 (enfriador)	Temperatura de salida (°F)	95
	Presión de descarga (psia)	644,3

**Tabla N° 13. Valores obtenidos en la simulación estacionaria para los equipos principales. Etapa 6.**

<b>Equipo</b>	<b>Resultados</b>	<b>Valor</b>
V-101-2-5 (separador a la descarga)	Presión de operación (psia)	1194
	Temperatura de operación (°F)	95
C6A (compresor)	Caudal (MMSCFD)	165,2
	Presión de descarga (psia)	1196
	Potencia consumida (kJ/h)	1,889*10 <sup>7</sup>
	Temperatura de descarga (°F)	203,6
E-105 (enfriador)	Temperatura de salida (°F)	95
	Presión de descarga (psia)	1194

**Tabla N° 14. Valores obtenidos en la simulación estacionaria para los equipos principales. Etapa 7.**

<b>Equipo</b>	<b>Resultados</b>	<b>Valor</b>
V-101-2-6 (separador a la descarga)	Presión de operación (psia)	2540
	Temperatura de operación (°F)	95
C7A (compresor)	Caudal (MMSCFD)	165,2
	Presión de descarga (psia)	2541
	Potencia consumida (kJ/h)	2,115*10 <sup>7</sup>
	Temperatura de descarga (°F)	220,1
E-106 (enfriador)	Temperatura de salida (°F)	95
	Presión de descarga (psia)	2540

Como se muestra en las tablas N° 10 a 14 se presentan los resultados obtenidos para los equipos principales (compresor, intercambiador de calor, separador a la descarga de la etapa) bajo las condiciones de diseño en las cuales la simulación estacionaria se encuentra estabilizada.

## ANEXOS

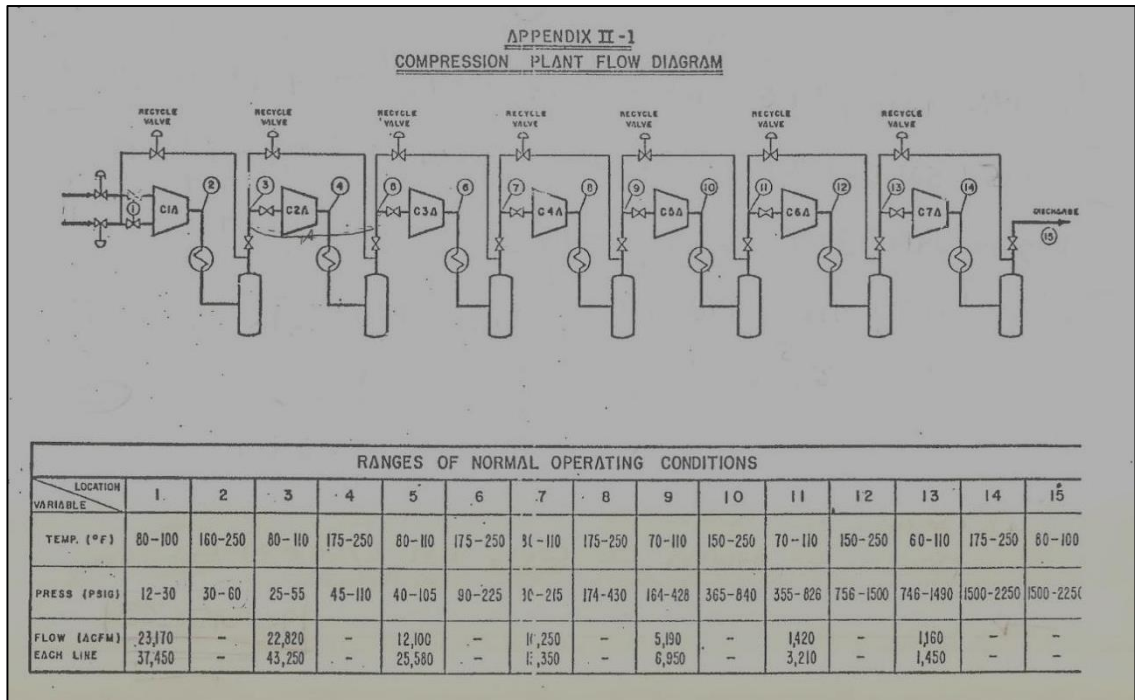
GRIFFIN PETROLEUM CORP. - 7 UNITS IN SERIES - PROPANE GAS - DESIGN CASE (PASS #2)							
Blower Stage No.	1	2	3	4	5	6	7
MMSCFD-14.65 @ 60°F Fuel	14.4	14.4	14.4	--	--	--	--
" " " Gas Lift	26.27	26.27	26.27	26.27	26.27	26.27	--
" " " Total	177.49	176.59	175.78	160.84	160.52	155.07	128.53
Molecular Weight	22.53	22.53	22.53	22.53	22.53	22.10	22.027
Inlet Temperature °F	88	95	95	95	95	95	95
Inlet Pressure, PSIA	31	56.5	86.8	154.9	300.4	552.3	927.8
Compressibility, Z <sub>1</sub>	.994	.989	.983	.970	.941	.894	.822
Compressibility, Z <sub>2</sub>	.993	.988	.983	.967	.940	.911	.904
K = C <sub>p</sub> /C <sub>v</sub>	1.2224	1.2221	1.2220	1.2225	1.2273	1.2466	1.3015
Inlet Volume, CFM	60,992	33,579	21,117	10,935	5,460	2,779	1,265
Pressure Ratio	1.986	1.672	1.816	1.990	1.871	1.703	2.193
Discharge Pressure, PSIA	61.6	94.4	161.3	308.3	562.2	940.5	2035.0
Pressure Loss Between Units	5.1	5.6	6.4	7.9	9.9	12.7	--
Discharge Temperature, °F	180.4	169.8	183.1	185.5	182.0	197.1	196.5
Blower Speed, RPM	3955	3723	3968	5823	5805	5864	5667
Turbine Speed, RPM	5952	5603	5972	5823	5805	5864	5667
H.P. at Blower Coupling	7641	6136	7152	6613	6049	6288	6532
Recycle Valve Open?	No	No	No	No	No	No	No
CFM out of Recycle Valve	--	--	--	--	--	--	--

F-15305

**Figura N° 29. Condiciones normales de operación, planta compresora.**

**Tabla N° 15. Ensayo Cromatográfico del Gas Natural. Características de la Muestra.**

Características de la Muestra	Valor
Presión Pseudocrítica (lpca)	677,77
Temperatura Pseudocrítica (°R)	394,97
Peso Molecular Promedio	21,009
Gravedad del Gas, Calculada (Aire= 1)	0,725
Factor de Gravedad del Gas, Fg	1,174
Corrección por Compresibilidad, Fpv a Condiciones de Muestreo	1,003
Factor Z del Gas a Condiciones de Muestreo	0,994
Valor Calorífico Bruto a 14, 7 lpca y 60 °F (BTU/fcn Gas Seco)	1178
Valor Calorífico Neto a 14, 7 lpca y 60 °F (BTU/ fcn Gas Seco)	1068
GPM (C2+) a lpca y 60 °F (BTU/ fcn Gas Seco)	4,4897
GPM (C3+) a lpca y 60 °F (BTU/ fcn Gas Seco)	2,0349
Viscosidad del Gas (cps) a lpca y 60 °F (BTU/ fcn Gas Seco)	0,0106



**Figura N° 30. Diagrama de Flujo (esquemático) de la Planta Compresora.**



