

Análisis del sistema de refrigeración mecánica con propano industrial en una planta de gas  
natural en Colombia

Cesar Dulcey Ruso

Monografía para optar el título de Especialista en Ingeniería del Gas

Director

Helena Margarita Ribón Barrios

M.Sc. en Ingeniería de Petróleos

Universidad Industrial de Santander  
Facultad de Ingenierías Fisicoquímicas  
Escuela de Ingeniería de Petróleos  
Especialización en Ingeniería del Gas  
Bucaramanga

2018

### **Dedicatoria**

*Dedicado primeramente a Dios todo poderoso, a mi familia e hijos por ser parte de mi vida y el motor que me impulsa a realizar mis sueños y metas.*

*Y dedicado a todas las personas generosas que han aportado grandes cosas para mi carrera profesional.*

*Gracias.*

**Cesar Dulcey Ruso**

### **Agradecimientos**

Gracias a la Universidad Industrial de Santander por ser un medio íntegro y formativo que me permitió avanzar en mis conocimientos y técnicas para alcanzar un mejor futuro.

A la escuela de ingeniería de petróleos por bríndame calidad humana, excelentes profesionales y las herramientas necesarias para culminar esta etapa en mi vida.

A mi directora M.Sc. Helena Margarita Ribón Barrios por su paciencia, conocimiento y acompañamiento para ser mi guía en la elaboración de este sueño.

## Tabla de Contenido

	Pág.
Introducción.....	17
1. Objetivos.....	19
1.1. Objetivo General.....	19
1.2. Objetivos Específicos .....	19
2. Marco referencial.....	20
2.1. Refrigeración mecánica .....	24
2.1.1. Refrigeración Mecánica de Dos Etapas.....	27
2.2. Efecto del numero de etapas en un sistema de refrigeración.....	28
3. Explicación del caso base a analizar.....	28
3.1. Análisis del caso base del sistema de refrigeración mecánica.....	28
3.1.1. Variables de operación en condiciones iniciales del caso base .....	29
3.1.2. Rangos de variables en el gas de entrada a la planta y gas de refrigeración para el caso base .....	30
3.2. Descripción del proceso.....	31
4. Análisis .....	32
4.1. Diagrama caso base del sistema de refrigeración mecánica para análisis .....	32
4.2. Caso 1: Comportamiento del Duty del equipo compresor mediante cambios en las variables de operación del gas de entrada a la planta. ....	35

4.3. Caso 2: Comportamiento termodinámico en el sistema de refrigeración una vez aumentan las condiciones de carga de entrada a la planta. ....	40
4.4. Caso 3: Desempeño de los compresores del sistema de refrigeración frente al aumento o disminución de flujo de gas refrigerante. ....	44
4.5. Caso 4: Comportamiento de la potencia de los compresores con respecto al cambio de presión en algunos tramos de tubería del sistema de refrigeración. ....	51
4.6. Caso 5: Comportamiento de la eficiencia frente a la potencia y temperatura de salida de descarga del equipo compresor.....	54
4.7. Caso 6: comportamiento de afectación de contaminaciones o mezclas del propano refrigerante con etano y metano (estos componentes son los más cercanos al propano al momento del fraccionamiento o separación).....	57
5. Conclusiones .....	67
6. Recomendaciones .....	69
Referencias bibliográficas .....	70

**Lista de Tablas**

Tabla 1. Número de etapas vs Potencia del compresor. ....	28
Tabla 2. Variables de operación en condiciones iniciales del caso base .....	29
Tabla 3. Composición.....	29
Tabla 4. Rangos de variables en el gas de entrada a la planta y gas de refrigeración para el caso base .....	30

**Lista de Figuras**

Figura 1. Ciclo de Rankine Inverso .....	22
Figura 2. Refrigeración Mecánica. ....	25
Figura 3. Diseño del caso base de refrigeración para análisis. ....	32
Figura 4. Detección de variables. ....	33
Figura 5. Análisis de caso1 parte 1.....	35
Figura 6. Análisis de caso1 parte 2.....	36
Figura 7. Análisis de caso1 parte 3.....	36
Figura 8. Cuando la temperatura del gas de entrada aumenta el Duty en el compresor K-100 disminuye.....	37
Figura 9. Cuando la presión del gas de entrada aumenta el Duty del compresor K-100 también disminuye.....	38
Figura 10. Diagrama comparativo entre la presión y la temperatura de gas de entrada vs Duty del compresor K-100. ....	40
Figura 11. Análisis de caso2 parte 1.....	41
Figura 12. Análisis de caso2 parte 2.....	41
Figura 13. Análisis de caso2 parte 3.....	42
Figura 14. Cuando aumenta el flujo de gas de entrada bajo las condiciones de presión y temperatura iniciales.....	42
Figura 15. Cuando aumenta el flujo de gas de entrada al E-100 aumenta la temperatura en el tramo de tubería GE1.....	43

Figura 16. Análisis de caso 3.....	45
Figura 17. Aumento del flujo de propano dentro del sistema de refrigeración.....	46
Figura 18. Aumento del flujo de propano dentro del sistema de refrigeración.....	47
Figura 19. Gráfico comparativo entre el duty de los compresores K-100 y K-101 en btu/hora vs el flujo de gas de enfriamiento en metros cúbicos.....	48
Figura 20. Aumento del flujo de propano dentro del sistema de refrigeración.....	49
Figura 21. Comportamiento del aumento del flujo de refrigerante con la fracción de vapor del gas de salida.....	50
Figura 22. Variables de presión dentro del sistema de refrigeración.....	51
Figura 23. Comportamiento de la potencia del compresor K-101 y la presión en el tramo de línea GE3.....	52
Figura 24. Gráfico comparativo entre duty de los compresores K-100 y K-101 en btu/ hora vs Presión GE3 flujo de gas de enfriamiento en psia.....	53
Figura 25. Temperatura del tramo de la tubería GE11 con respecto a la fracción de vapor.....	53
Figura 26. Eficiencia Adiabática del compresor con respecto al Duty.....	55
Figura 27. Eficiencia con respecto a la temperatura de descarga del compresor.....	56
Figura 28. Análisis de caso 6 contaminación de metano.....	58
Figura 29. Análisis de caso 6 contaminación de etano.....	58
Figura 30. Análisis de caso 6 contaminación de CO2.....	59
Figura 31. Contaminación de etano en el compresor K-100 de 2da etapa.....	60
Figura 32. Porcentaje de Etano con respecto a la temperatura de entrada a la primera etapa.....	61
Figura 33. Porcentaje de metano con respecto a la temp de primera etapa del compresor K-101.....	62

Figura 34. Porcentaje de metano vs Temp de succión de la segunda etapa compresor K-100. ...	63
Figura 35. Porcentaje de metano con respecto al Duty del K-101 de la primera etapa.....	64
Figura 36. Porcentaje de metano con relación a la temperatura de segunda etapa.....	65
Figura 37. Diagrama comparativo del Duty de los compresores K-100 y K-101en btu/hora vs fracción Metano en % .....	66

### Glosario

- Chiller: Es un refrigerador de líquido, que como en un sistema de expansión directa, mediante el intercambio térmico o bien calienta o enfría.
- Cricondenbárica: Es la máxima presión a la cual pueden coexistir dos fases líquida-vapor.
- Cricondentérmica: Es la máxima temperatura a la cual puede coexistir las fases líquida-vapor en un sistema multicomponente.
- Cromatografía: Técnica de separación de una mezcla en sus componentes mediante una repetida adsorción y desorción en un lecho sólido confinado. Este es usado para el análisis del gas natural y los líquidos del gas natural.
- Flujo: dentro del sistema esta variable depende directamente de la capacidad y las condiciones operativas del compresor en función del tiempo.
- GPM: Hace referencia al contenido de componentes del gas natural que son recuperables como productos líquidos y esta expresado en galones por cada mil pies cúbicos.
- Hidrato: Material sólido resultado de la combinación de hidrocarburo con agua bajo presión.
- Isobárico: El proceso isobárico es el proceso de compresión mediante el cual el volumen y la temperatura de un gas varían mientras que la presión se mantiene constante.
- Isoentálpico: Un proceso isoentálpico se define como un proceso en el que no hay ningún cambio en la entalpía de un estado a uno de dos estados,  $h_1 = h_2$ ; no se realiza trabajo,  $W = 0$ , y el proceso es adiabático,  $Q = 0$ .

- Isotrópico: Se denomina proceso isentrópico a aquel proceso en el cual la entropía del sistema permanece incambiada. La palabra isoentrópico se forma de la combinación del prefijo “iso” que significa “igual” y la palabra entropía.
- MMSCFD: Unidad de medición que indica *Millions Standard Cubic feet Day* Millones de pies cúbicos standard por día.
- Monoetilenglicol (MEG): El Mono etilenglicol es un líquido transparente, higroscópico y prácticamente inodoro. Se utiliza en la fabricación de fibra poliéster, PET y resina poliéster, así como líquido anticongelante.
- NGL: Se refiere a los líquidos del gas natural, los cuales son hidrocarburos licuados en las facilidades de superficie en campo o en las plantas de procesamiento de gas. Los líquidos del gas natural incluyen: el etano, el propano, butanos y la gasolina natural.
- Nivel: Esta variable solo está involucrada en las facilidades donde existe cambio de fase como el Acumulador o condensador en el cual se almacena parte del propano líquido, el Economizador, que es donde por efecto de la expansión mantiene una parte líquida y otra parte gaseosa la cual es enviada a la succión de la segunda etapa del compresor con el fin de ahorrar potencia consumida.
- Presión: Es la variable característica de la condición requerida en cada equipo o facilidad que forman parte del sistema.
- Punto de rocío: Es la temperatura a cualquier presión o la presión a cualquier temperatura en la cual se forma la primera gota de líquido de una corriente de gas o vapor. Para el gas natural, este concepto aplica cuando el vapor de agua presente en una mezcla gaseosa inicia su condensación, (punto de rocío del agua o *wáter dew point- WDP*); o en el

momento que hidrocarburos de la mezcla de gas empiezan a condensarse (punto de rocío por hidrocarburo o *hydrocarbon dew point*- HCDP)

- RPM: esta variable involucra directamente al Motocompresor cuando se requiere controlar temperatura de enfriamiento sin realizar movimientos en los controles locales o remotos del sistema.
- Temperatura: Esta variable es la más difícil de controlar dentro del sistema ya que son muchos los factores que ocasionan la desestabilidad en el proceso de refrigeración.
- Temperatura crítica: Para un componente puro, es la máxima temperatura a la cual un componente puede existir como un líquido.

**RESUMEN**

**TÍTULO:** ANÁLISIS DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN MECÁNICA CON PROPANO INDUSTRIAL EN UNA PLANTA DE GAS NATURAL EN COLOMBIA.\*<sup>1</sup>

**AUTOR:** CESAR DULCEY RUSO.\*\*<sup>2</sup>

**PALABRAS CLAVES:** REFRIGERACIÓN, CROMATOGRAFIA, ISOBARICO, ISOENTALPICO, ISOENTROPICO, CRICONDENTERMICO, CRICONDEMBARICO.

**DESCRIPCIÓN:**

Una de las alternativas más eficientes para el enfriamiento, condensación y punto de rocío en el gas natural fueron las plantas de refrigeración mecánica, resultando una solución práctica a la hora de instalar las facilidades en un proceso de tratamiento de gas natural.

En la que la mayoría de las veces el componente refrigerante se obtiene dentro del mismo proceso, en este caso hablamos del propano puro.

El gas de enfriamiento pasa por un evaporador o (*chiller*) por el lado carcaza en donde el gas de proceso o gas natural es conducido a través del serpentín o haz de tubos, con el fin de disponer de mayor área de contacto con el propano o gas de enfriamiento. En este intercambio de energía térmica gran parte del propano cambia de fase líquida a fase gaseosa donde nuevamente es sometido a compresión e iniciando su ciclo normal de operación.

A pesar de existir otras tecnologías como: el efecto Joule Thomson, turboexpander, twister y los procesos criogénicos para la licuefacción del gas natural, la refrigeración mecánica continúa siendo una de las más utilizadas, por ser una de las inversiones más recuperables en el tiempo.

Uno de los criterios tenidos en cuenta para la selección del componente refrigerante para el enfriamiento del gas natural es la disposición del producto dentro del mismo proceso, en la que es un punto a favor aparte de los demás criterios tenidos en cuenta para los parámetros operativos del proceso.

Este trabajo ha logrado analizar el comportamiento termodinámico que suceden en diferentes escenarios bajo un solo modelo, teniendo en cuenta el sistema de refrigeración mecánica expuesto en el transcurso de la monografía.

---

<sup>1</sup> \* Monografía de grado.

<sup>2</sup> \*\* Facultad de Ingenierías Físicoquímicas. Escuela de Ingeniería de Petróleos. Directora: Helena Ribón Magister en Ingeniería de petróleo.

**ABSTRACT**

**TITLE:** ANALYSIS OF THE MECHANICAL REFRIGERATION SYSTEM WITH INDUSTRIAL PROPANE IN A NATURAL GAS PLANT IN COLOMBIA. <sup>\*3</sup>

**AUTHOR:** CESAR DULCEY RUSO. <sup>\*\*4</sup>

**KEY WORDS:** REFRIGERATION, CHROMATOGRAPHY, ISOBARIC, ISOENTRÓPICO, ISOENTROPICO, CRICONDENTERMICO, CRICONDENBARICO.

**DESCRIPTION:**

Mechanical refrigeration plants were one of the most efficient alternatives for cooling, condensation and dew point in natural gas, resulting in a practical solution when installing facilities in a natural gas treatment process.

In which most of the times the refrigerant component is obtained within the same process, in this case we speak of pure propane.

The cooling gas passes through an evaporator or (chiller) on the carcass side where the process gas or natural gas is conducted through the coil or tube bundle, in order to have a greater contact area with the propane or cooling gas. In this exchange of thermal energy, a large part of the propane changes from liquid phase to gaseous phase where it is again subjected to compression and initiating its normal cycle of operation.

Despite the existence of other technologies such as the Joule Thomson effect, turboexpander, twister and the cryogenic processes for the liquefaction of natural gas, mechanical cooling continues to be one of the most used, as it is one of the most recoverable investments over time.

One of the criteria taken into account for the selection of the cooling component for the cooling of natural gas is the disposition of the product within the same process, in which it is a point in favor apart from the other criteria taken into account for the operational parameters of the process.

This work has managed to analyze the thermodynamic behavior that occur in different scenarios under a single model, taking into account the mechanical refrigeration system exposed during the course of the monograph.

---

<sup>3</sup> \* Degree monograph.

<sup>4</sup> \*\* Faculty of Physical - Chemistry Engineering. Petroleum Engineering Department. Advisor: Helena Ribón Magister in Petroleum Engineering.

## Introducción

La presente monografía consiste en realizar una metodología del análisis del comportamiento del proceso en el modelo de un sistema de refrigeración mecánica para el recobro de líquidos de gas natural.

Teniendo en cuenta la importancia que se requiere para hacer seguimiento riguroso a unos de los sistemas más importantes en una planta de refrigeración mecánica, dados los eventos contraproducentes que se suceden por diferentes motivos, es la refrigeración con propano ya que unos de los motivos de pérdida de producción de recobro de líquidos son por inestabilidad de enfriamiento en el proceso.

Es por eso por lo que surge la idea de analizar mediante una metodología algunas condiciones en las que se pudieran sacar conclusiones y tomar decisiones en el momento de optimizar o diseñar las facilidades de proceso de una planta de refrigeración mecánica.

En la mayoría de los casos este sistema de refrigeración ha sido uno de los sistemas más factibles desde el punto de vista económico, técnico y práctico haciendo parte fundamental en la industria del procesamiento de hidrocarburos.

En esta metodología se explica el paso a paso que conduce a evidenciar el comportamiento en la que se realiza al modelo del caso base en condiciones iniciales e ideales, donde a partir de simulación bajo diferentes cambios en las variables del proceso se evidencian algunas tendencias y estadísticas que pueden servir como herramienta en el momento de instalar sistemas de control en las facilidades del sistema.

Esta metodología para realizar este análisis sirve también como base fundamental no solo para la obtención de productos de alta demanda comercial sino también para el cumplimiento de las normas establecidas y acuerdos contractuales para satisfacer las necesidades de los clientes y a la vez la oportunidad de utilizar racionalmente el uso de la energía.

Es por eso que esta clase de análisis podría servir como modelo para la obtención de la eficiencia de funcionamiento de los equipos que integran las facilidades de los sistemas expuestos en este estudio mediante análisis detallado de las variables, una vez sucedan situaciones donde varíen o cambien las condiciones, composición o carga de gas a la planta en el tiempo sea por declinación o por pozos de gas con diferentes condiciones de presión y flujo.

## 1. Objetivos

### 1.1. Objetivo General

Evaluar la eficiencia del proceso de refrigeración mecánica con propano para el recobro de líquidos de gas natural bajo diferentes escenarios operacionales en una planta de gas en Colombia

### 1.2. Objetivos Específicos

- Definir las variables de operación claves en el proceso de refrigeración mecánica con propano para el recobro de líquidos de gas natural.
- Hacer un análisis de evaluación y diagnóstico de problemas operacionales (análisis causa efecto) en una planta de refrigeración con propano.
- Diseñar un caso base de simulación de una planta de refrigeración mecánica con propano.
- Aplicar la metodología al caso base.
- Analizar los problemas operativos mediante simulación de procesos.
- Evaluar el comportamiento del proceso de refrigeración mediante simulación bajo diferentes escenarios operacionales.

## 2. Marco Referencial

La refrigeración es una operación de recobro de líquidos muy importante. Durante la década de 1990, se estimó que la inversión anual en maquinaria y equipos de refrigeración excedía los \$ 100 mil millones y el valor de los productos tratados por refrigeración excedía \$ 1 billón (Gpsa engineering data book. Tulsa, Oklahoma, 2004, pg.36). Los tipos de refrigeración se pueden categorizar en cinco áreas de aplicación:

1. Dispositivos diarios, como refrigeradores / congeladores domésticos.
2. Sistemas de equipos comerciales como supermercados, restaurantes y cafeterías.
3. Procesamiento de alimentos como almacén refrigerado.
4. Herramientas industriales, como licuefacción de gases, enfriamiento de procesos químicos y cristalización.
5. Transporte público (camión refrigerado o remolque y contenedores marinos).

Un sistema de refrigeración es una combinación de componentes y equipos conectados en un orden secuencial para producir el efecto de refrigeración deseado (enfriamiento o calefacción).

La refrigeración mantiene la temperatura de la fuente de calor por debajo de la de su entorno mientras transfiere el calor extraído y cualquier entrada de energía requerida a un disipador de calor, aire atmosférico o agua superficial. El diseño de un sistema de refrigeración puede estar influenciado por factores como los requisitos del proceso, la economía y la seguridad. En la

sección de teoría, hay figuras que ayudan a hacer estos cálculos a partir de las diferentes fuentes de referencia.

La refrigeración se usa como un método para enfriar una corriente de proceso a una temperatura más baja que la que se logra con el enfriamiento con agua o con aire. El calor se transfiere desde una temperatura más baja a una más alta. La temperatura puede oscilar entre -157 C y 4 C.

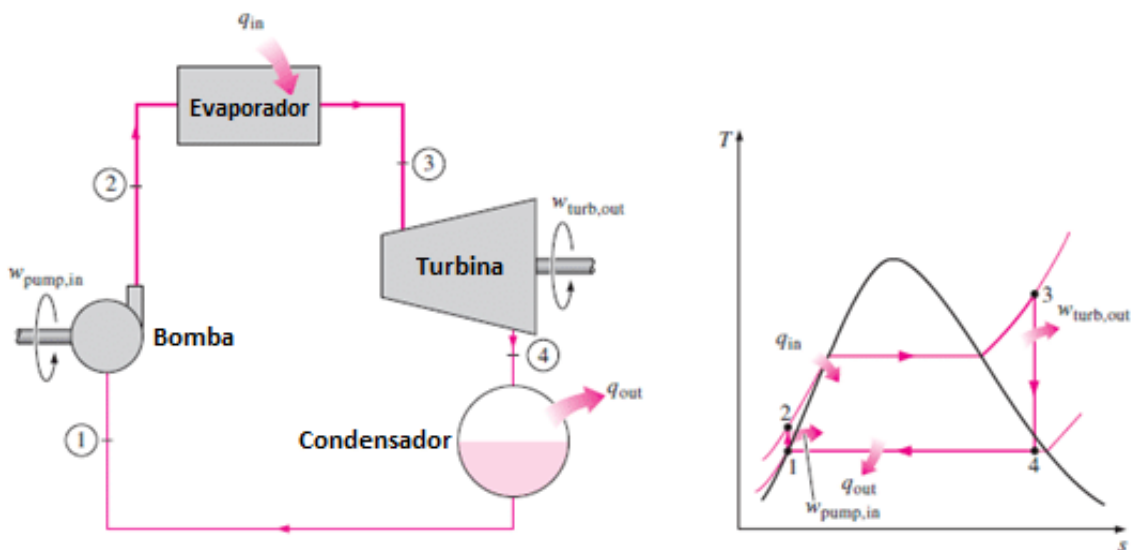
El enfriamiento a ultra baja temperatura desde cero absoluto, -273 C a -157 C, se conoce comúnmente como criogenia. Al agregar trabajo a un sistema, un fluido puede reciclarse continuamente en un circuito cerrado y proporcionar enfriamiento indefinidamente. A veces, la transferencia de calor se usa para proporcionar energía para impulsar el ciclo de refrigeración.

En general, la refrigeración se usa para requisitos de temperatura de 80 - 85 ° F a casi el cero absoluto a medida que se inicia el proceso. El rango petroquímico y químico no va mucho por debajo de -200 F. El proceso de refrigeración consta de cinco componentes, que son:

- Compresor.
- Evaporador.
- Condensador.
- Válvula de expansión.
- Refrigerante.

El vapor de refrigerante entra en la succión del compresor y el compresor aumenta la presión de refrigeración, por lo que la temperatura de saturación es superior a la temperatura del medio de refrigeración disponible. Esta diferencia permite la transferencia de calor del vapor al medio de enfriamiento para que el vapor se pueda condensar a un líquido. El líquido condensado fluye

a través del dispositivo de expansión, como la válvula de expansión, y se convierte en vapor, enfriando el refrigerante líquido restante por debajo de la temperatura del producto a refrigerar. Esta diferencia de temperatura permite que el calor se transfiera del producto al refrigerante, lo que hace que el refrigerante se evapore. El vapor formado debe ser eliminado por el compresor a una velocidad suficiente para mantener la baja presión en el evaporador y mantener el flujo de refrigerante. El proceso de flujo continuo resultante se conoce como el ciclo de refrigeración, que se muestra esquemáticamente en la *Figura 1*.



*Figura 1.* Ciclo de Rankine Inverso

La capacidad de refrigeración se conoce como la tasa de eliminación de calor del espacio refrigerado, la medición estándar para los términos es tonelada de refrigeración. Representa la cantidad de calor que se debe eliminar de una tonelada corta (909 kg) de agua para formar hielo en 24 horas. La cantidad es de 3.51 kWt (12,000 Btu / hora) o igual a 211 kJ / min (200 Btu / min). La carga de enfriamiento de una residencia típica de 200 m<sup>2</sup> se encuentra en el rango de 3 toneladas (10 kW). Es convencional designar un kilovatio de refrigeración como kilovatio

térmico (kWt) para distenderlo de la cantidad de electricidad (kWe) requerida para producir la refrigeración.

1. Expansión: El refrigerante líquido se aplica a través de una válvula de control u otro dispositivo a una temperatura más baja y la presión se convierte en dos fases. La entalpía del líquido y vapor resultante debe ser la misma que la entalpía del líquido inicial o isentálpico.
2. Evaporación: El fluido de dos fases formado en el paso de expansión se envía a un intercambiador de calor (generalmente denominado enfriador o evaporador) con baja presión y temperatura, luego el refrigerante frío y el calor de intercambio de gas de proceso caliente. La temperatura del fluido de proceso disminuye, pero la temperatura del refrigerante permanece constante a medida que se evapora (el calor absorbido por el refrigerante es igual a su calor latente de vaporización).
3. Compresión: El vapor saturado del paso anterior se envía a un compresor, que comprime el vapor a una temperatura y presión más altas. Las pérdidas de fricción en el evaporador y la tubería hacen que el vapor de succión se sobrecaliente ligeramente.
4. Condensación: El vapor sobrecalentado a alta presión del compresor se enfría y se condensa a una presión relativamente constante. El medio de enfriamiento en el condensador generalmente es agua, aire u otro refrigerante dependiendo de la presión de condensación requerida. Luego está listo para ser enviado de regreso al paso de expansión para comenzar nuevamente el ciclo.

## 2.1. Refrigeración mecánica

Uno de los métodos de refrigeración más conocidos para la refrigeración mecánica son los Sistemas de Compresión de Vapor o, a veces, también llamados Ciclos de Compresión de Vapor. Los procesos isotérmicos se realizan a través de la evaporación isobárica y la condensación en los tubos.

El trabajo que se produce en la turbina es pequeño. Por lo tanto, el equipo de la turbina podría ser reemplazado por una válvula de expansión para mayor eficiencia. No obstante, la compresión húmeda se subtitula a un vapor de compresión por las razones de la función adecuada del compresor.

Los sistemas de refrigeración mecánica son arreglos de componentes en un sistema que pone en práctica la teoría de los gases para proporcionar un enfriamiento artificial. Para hacer esto, debe proporcionar lo siguiente:

- Un suministro medido de líquido relativamente frío bajo presión.
- Un dispositivo en el espacio a enfriar que funciona a presión reducida para que cuando entre el líquido presurizado y frío, se expanda, se evapore y tome calor del espacio a refrigerar.
- Un medio para represarizar (comprimir) el vapor.
- Un medio para condensarlo nuevamente en un líquido, eliminando su recalentamiento, calor latente de vaporización y parte de su calor sensible.

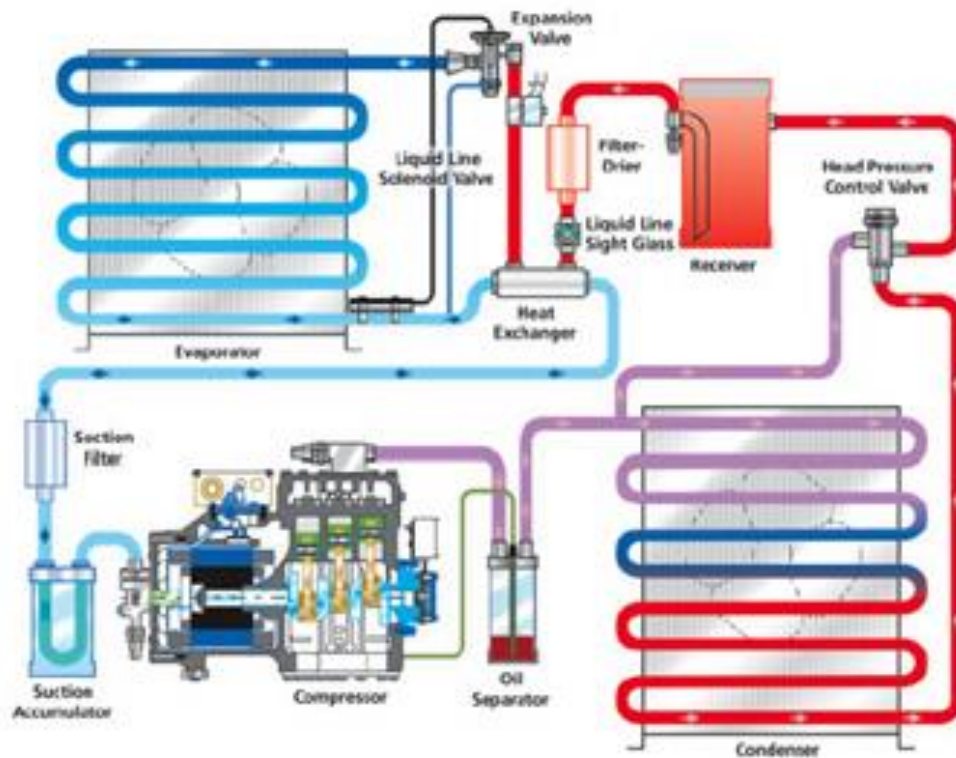


Figura 2. Refrigeración Mecánica.

El lado de alta presión del sistema de refrigeración comprende todos los componentes que funcionan a la presión de condensación o superior. Estos componentes son el lado de descarga del compresor, el condensador, el receptor y todos los tubos interconectados hasta el dispositivo de medición o la válvula de expansión.

El lado de baja presión de un sistema de refrigeración consiste en todos los componentes que operan a la presión de evaporación o por debajo de ella. Estos componentes comprenden el lado de baja presión de la válvula de expansión, el evaporador y todos los tubos de interconexión hasta el lado bajo del compresor.

El ciclo de refrigeración de un sistema de refrigeración mecánica puede explicarse utilizando la Figura 2. La acción de bombeo del compresor extrae el vapor del evaporador. Esta acción

reduce la presión en el evaporador, causando que las partículas líquidas se evaporen. A medida que las partículas líquidas se evaporan, el evaporador se enfría. Tanto el refrigerante líquido como el vapor tienden a extraer calor de los objetos más cálidos en el gabinete de refrigerador aislado.

La capacidad del líquido para absorber calor cuando se vaporiza es muy alta en comparación con la del vapor. A medida que el refrigerante líquido se vaporiza, el vapor de baja presión es aspirado a la línea de succión por la acción de succión del compresor. La evaporación del refrigerante líquido pronto eliminaría todo el refrigerante del evaporador si no fuera reemplazado. El reemplazo del refrigerante líquido generalmente se controla mediante un dispositivo de medición o una válvula de expansión. Este dispositivo actúa como una restricción del flujo del refrigerante líquido en la línea de líquido. Su función es cambiar el refrigerante líquido subenfriado de alta presión a partículas líquidas de baja presión y baja temperatura, lo que continuará el ciclo absorbiendo calor.

El vapor de refrigerante a baja presión extraído del evaporador por el compresor a través de la línea de succión, a su vez, es comprimido por el compresor a un vapor a alta presión, que se introduce en el condensador. En el condensador, el vapor a alta presión se condensa en un líquido a alta presión y cede calor al condensador. El calor se elimina del condensador por el medio de enfriamiento de aire o agua. El refrigerante líquido condensado es luego forzado al interior del receptor de líquido y a través de la línea de líquido a la válvula de expansión por la presión creada por el compresor, haciendo un ciclo completo.

Aunque el receptor está indicado como parte del sistema de refrigeración en la Figura 2, mostrada anteriormente, no es un componente vital. Sin embargo, la omisión del receptor

requiere exactamente la cantidad adecuada de refrigerante en el sistema. La carga de refrigerante en sistemas sin receptores debe considerarse crítica, ya que cualquier variación en la cantidad afecta la eficiencia operativa de la unidad.

### **2.1.1. Refrigeración Mecánica de Dos Etapas**

Los sistemas de refrigeración con compresión en dos etapas se utilizan para la generación de temperaturas particularmente bajas. A temperaturas muy bajas, se requieren grandes diferencias de presión entre el evaporador y el condensador. En un compresor, la eficiencia volumétrica disminuye significativamente a altas relaciones de presión.

Por lo tanto, dos compresores están conectados en serie, con cada compresor teniendo una relación de presión relativamente baja. Esto hace posible un dimensionamiento más favorable del compresor de etapa de baja presión. Debido al gran volumen específico, requiere una mayor capacidad con una menor potencia de accionamiento.

Además, la refrigeración intermedia entre el compresor de baja presión (LP) y el compresor de alta presión (HP) reduce la temperatura de salida del compresor HP a valores inofensivos y mejora la eficiencia de la compresión.

## 2.2. Efecto del numero de etapas en un sistema de refrigeración

**Tabla 1.**

*Número de etapas vs Potencia del compresor.*

	Stages, n		
	1	2	3
<b>Refrigeración duty, MMBtu/hr</b>	1.0	1.0	1.0
<b>Refrigeration temperature, °F</b>	-40	-40	-40
<b>Refrigerant condensing temperature, °F</b>	100	100	100
<b>Compression requirements, hp</b>	292	236	224
<b>Reduction in hp, %</b>	Base	19.2	23.3
<b>Condenser duty, MMBtu/hr</b>	1.743	1.600	1.575
<b>Change in condenser duty, %</b>	Base	-8.2	-9.6

*Nota:* GPSA.

## 3. Explicación del caso base a analizar.

### 3.1. Análisis del caso base del sistema de refrigeración mecánica.

Para este análisis fue necesario definir el sistema a simular en condiciones iniciales, se realizó seguimiento y se evaluó el comportamiento de las variables y parámetros, mediante ambiente de simulación *Aspen Hysys*, revisando curvas de comportamiento donde se evidencian demandas de energía (*Duty*), como también ahorro de potencia de los equipos del sistema, creando de esta manera un escenario propicio para realizar cálculos sobre el dimensionamiento en el diseño de las facilidades.

Sin embargo, el propósito de este análisis no es solucionar problemas, pero si descubrirlos para asociarlos con las fallas operacionales que suceden en campo día a día y poder identificar de una manera más clara estos eventos.

Vale la pena aclarar que en este sistema los equipos que integran las facilidades son fijos por lo que solo se modifican algunas variables en el cual se obtiene como resultado un comportamiento dentro del mismo sistema, con el fin de poder concluir cual sería la mejor manera de configurar los equipos de control una vez se quiera estabilizar el proceso de manera eficiente.

### 3.1.1. Variables de operación en condiciones iniciales del caso base

**Tabla 2.**

*Variables de operación en condiciones iniciales del caso base*

Propiedades iniciales	Gas natural de entrada	Gas de enfriamiento
Fracción de vapor	1	0,3
Temperatura (F)	25	24,37
Presión (psia)	60	60
Flujo másico (Lb/h)	2087	2061

**Tabla 3.**

*Composición*

Composición	Gas natural de entrada	Gas de enfriamiento
-------------	------------------------	---------------------

<b>Nitrógeno</b>	0,0032	0,0002
<b>CO2</b>	0,31	0
<b>Metano</b>	0,7031	0,0001
<b>Etano</b>	0,1853	0,0009
<b>Propano</b>	0,0465	0,9945
<b>i-Butano</b>	0,0073	0,0007
<b>n-Butano</b>	0,0121	0,0005
<b>i-Pentano</b>	0,0036	0,0007
<b>n-Pentano</b>	0,0031	0,0009
<b>C6+</b>	0,0048	0,0016

### 3.1.2. Rangos de variables en el gas de entrada a la planta y gas de refrigeración para el caso base

**Tabla 4.**

*Rangos de variables en el gas de entrada a la planta y gas de refrigeración para el caso base*

	Temperatura (°F)		Presión (psia)		Flujo (m3/h)	
<b>GE</b>	5	125	24	600	250	6250
<b>GR</b>	14,3	821	24	600	250	6250

\*GE. Gas de entrada

\*GR. Gas de refrigeración

### 3.2. Descripción del proceso

El proceso de refrigeración mecánica para la extracción de líquidos del gas natural es alimentado por una corriente de gas que viene de un yacimiento luego de haberse deshidratado.

La unidad de refrigeración mecánica consta de 3 intercambiadores E 100, E 101 y E- 102 los dos primeros enfrían el gas de entrada y salida a ventas respectivamente. El tercero actúa como enfriador del gas propano descargado por la segunda etapa del compresor K-100, con una corriente fría que contiene etano y metano líquido que surge dentro del mismo proceso del gas natural.

Después de enfriarse el propano refrigerante al pasar por el E- 102 una fracción pasa a través de la VLV 100 hacia el intercambiador E- 100 y otra parte pasa a través de la válvula VLV 101 hacia el acumulador V-100 el cual actúa como acumulador de la fracción líquida del propano refrigerante

Por la parte superior del acumulador V-100 es enviada una fracción de vapor a través de la línea GE9 (Gas de enfriamiento 9) hacia el MIX 101 donde también converge la descarga de primera etapa del compresor K- 101(primer y única Inter etapa del sistema de compresión) con el fin de economizar potencia.

Una vez la fracción de propano en fase líquida se encuentra en el acumulador V- 100 este es enviado al intercambiador E- 101 después de pasar a través de la VLV-102 con el fin de expandir más el propano y ganar más enfriamiento para atrapar otros líquidos al gas natural de salida a ventas

Este propano al cambiar de fase en el E- 101 sale en forma de vapor como la succión de primera etapa del compresor K 101 donde empieza nuevamente el ciclo de refrigeración.

En este modelo de proceso los equipos de las facilidades no tienen datos definidos de capacidad ni diseño y hacen parte del sistema solo para determinar el requerimiento necesario de acuerdo con los resultados obtenidos con los análisis de las simulaciones en las cuales se tuvieron en cuenta parámetros básicos de las condiciones iniciales.

## 4. Análisis

### 4.1. Diagrama caso base del sistema de refrigeración mecánica para análisis

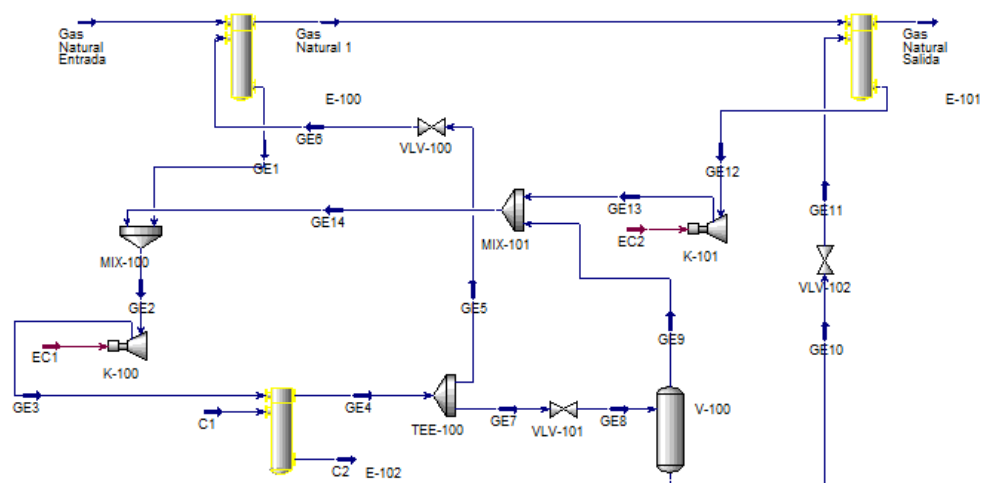


Figura 3. Diseño del caso base de refrigeración para análisis.

Dentro del proceso las variables termodinámicas de las diferentes partes del proceso de compresión, crean unas condiciones de respuesta dentro del proceso de compresión, lo que llevó a evaluar de diferentes maneras estas condiciones y los diferentes casos a evaluar dentro del proceso, estas partes a evaluar vendrían en un orden de prioridades y de respuesta dentro del proceso de esta manera se puede observar de mejor manera las diferentes condiciones y

respuestas en la simulación, de esta misma manera escalarlo a la planta real y poder tomar decisiones y entender mejor las situaciones cuando existen anomalías y fallas dentro del sistema puesto que teniendo las gráficas y tendencias podemos entender las condiciones en las que se debe operar los equipos y así podemos decir que la evaluación proviene de las siguientes variables:

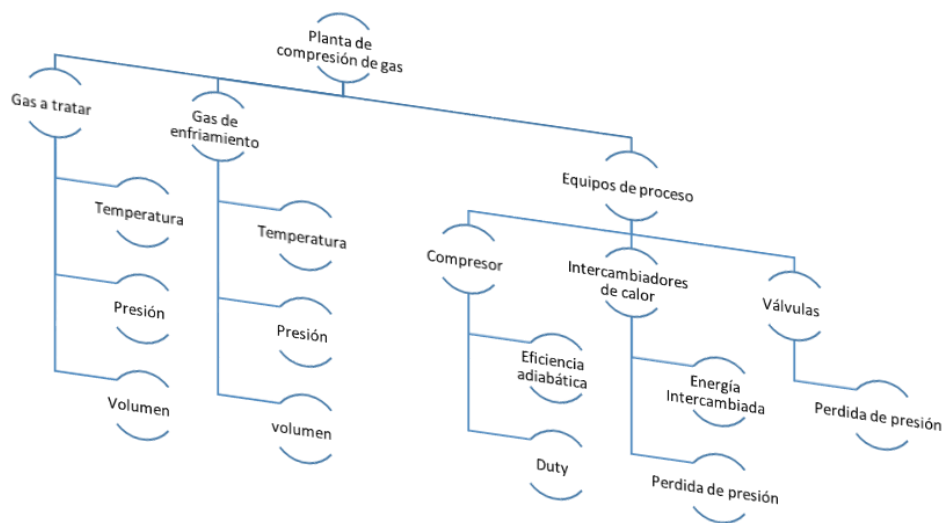


Figura 4. Detección de variables.

a) Gas a tratar:

- Composición inicial
- Temperatura inicial
- Presión inicial
- Volumen a tratar

b) Compresor

- Eficiencia

- Potencia
- c) Intercambiadores de calor
- Temperatura de flujo de enfriamiento
  - Temperatura de gas a tratar
  - *Duty*
- d) Gas de Enfriamiento (propano)
- Composición
    - Contaminación
    - Tipos de gases de enfriamiento
  - Temperatura inicial
  - Presión inicial

Con estas variables a tratar es indispensable observar los cambios en cada una de ellas para poder determinar los diferentes problemas que podrían presentarse, evaluando las variables de manera que se pudiera obtener la mejor información, se realizó la simulación del caso base inicial bajo las condiciones más idóneas que se han presentado en los últimos años, de esta manera el caso base está dado bajo las condiciones de diseño de los equipos, los cuales se dejarían fijos y no se podrían modificar para la variación de condiciones de proceso, la única manera de arreglar una falla era modificando condiciones de operación de las variables termodinámicas de otras partes del proceso.

#### 4.2. Caso 1: Comportamiento del Duty del equipo compresor mediante cambios en las variables de operación del gas de entrada a la planta.

Durante el análisis del proceso, se observaron las variables de volumen a tratar, la temperatura de entrada y presión de entrada en el gas a tratar, podrían afectar el ciclo de enfriamiento de la planta de compresión, así que se evaluó la posibilidad de realizar unos cambios en estas variables y observar el comportamiento en partes importantes del proceso.

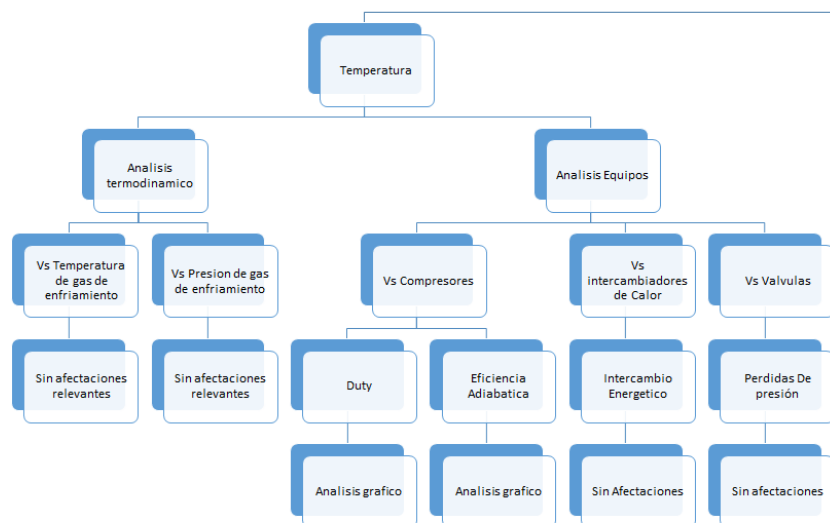


Figura 5. Análisis de caso1 parte 1.

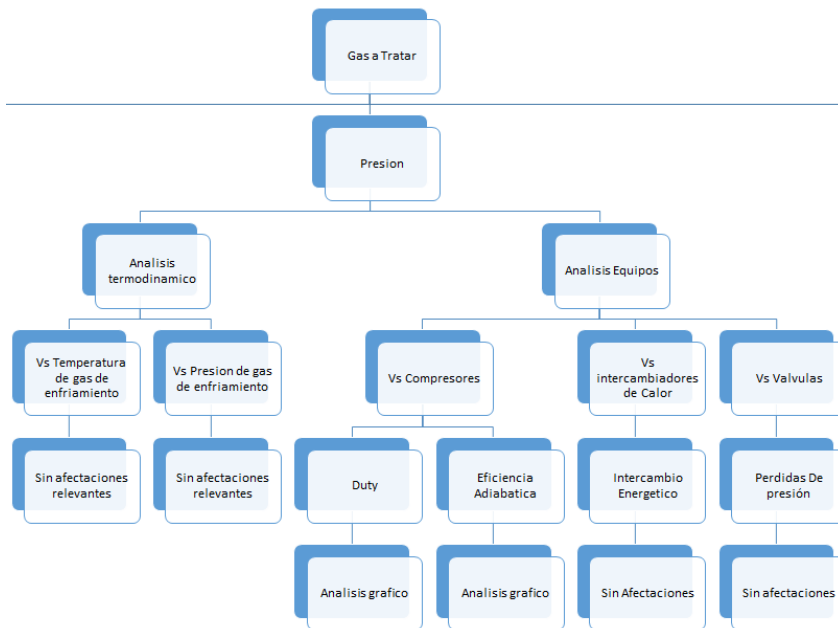


Figura 6. Análisis de caso1 parte 2.

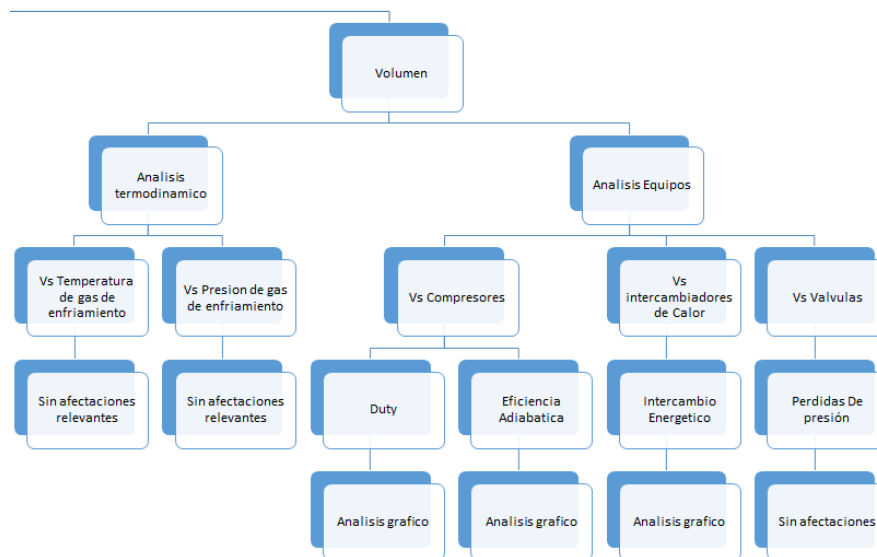


Figura 7. Análisis de caso1 parte 3.

Dos de los procesos más importantes son la eficiencia y el aumento de Duty del compresor del proceso, la eficiencia de transferencia de energía dentro de los intercambiadores de calor y si se variaría la temperatura de entrega del gas tratado.

Mediante la variación de estas variables en intervalos por debajo y por arriba del flujo entregado al proceso, obteniendo una cantidad de 50 a 60 simulaciones, para observar las afectaciones dentro del sistema de compresión y realizar el análisis de los datos correspondientes. Después de realizar las corridas se realizó el siguiente análisis de datos dentro de las condiciones de las variables en donde se puede observar el comportamiento y los equipos afectados:

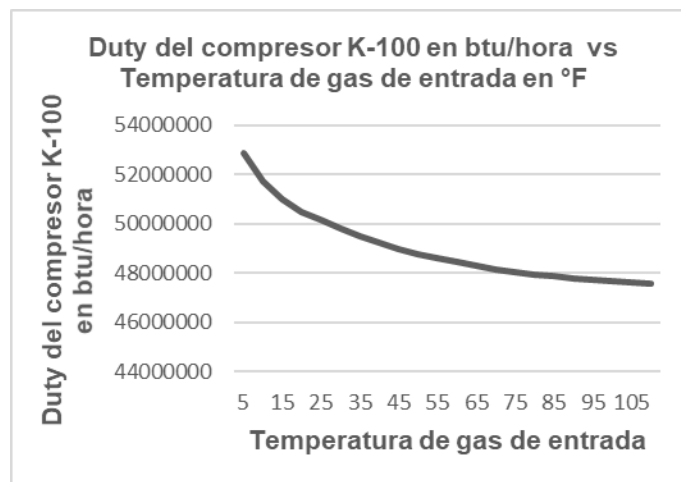


Figura 8. Cuando la temperatura del gas de entrada aumenta el Duty en el compresor K-100 disminuye.

- Análisis del comportamiento

Al aumentar la temperatura de la entrada de gas al primer evaporador E-100 el duty del compresor K-100 de segunda etapa disminuye, bajo este análisis se puede deducir que en el momento de intercambiar calor en el E-100 más cantidad de propano en fase vapor se libera por el aumento de temperatura en el gas de entrada, aumentando el flujo de refrigeración para tratar

de bajar el exceso de temperatura en el GE, una vez se incremente la velocidad del propano en el K-100 este fenómeno disminuiría la presión de operación, disminuyendo el volumen a manejar en la segunda etapa ocasionando menos esfuerzo en el compresor y por consiguiente disminuyendo potencia.

Además, la densidad del propano disminuye en la salida del evaporador E-100 ocasionando una mínima caída de masa molar lo cual quiere decir que el compresor tiene que realizar menos trabajo debido a su bajo peso molecular por efecto de la temperatura.

Aunque con el aumento de temperatura en el gas de entrada ocurrido en el enfriador de gas E-100 disminuye el Duty en la etapa n 2 del compresor K-100, esto no ocurre en la primera etapa, del compresor K -101 al evidenciar que la potencia de este compresor se mantiene.

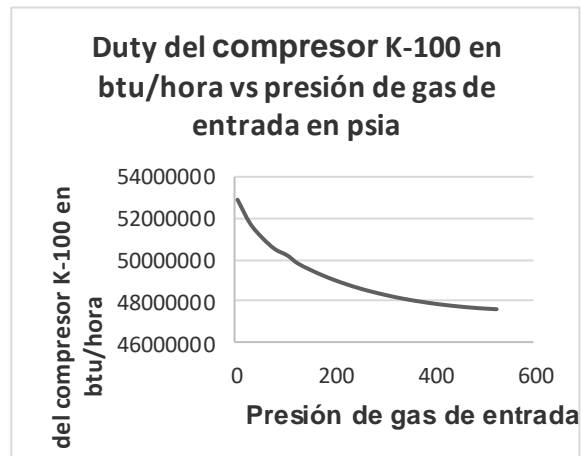


Figura 9. Cuando la presión del gas de entrada aumenta el Duty del compresor K-100 también disminuye.

- Análisis del comportamiento

Este aumento de presión de gas de entrada no está asociado a mayor volumen de gas a enfriar si no al comportamiento que tendría el Duty del K-100 en el momento de tener una restricción de GE en la salida del E-100 en la que me crearía un aumento de presión, al aumentar la presión

sin aumento de velocidad del gas esto disminuye la transferencia de enfriamiento lo que ocasiona menos exigencia de flujo molar de propano refrigerante.

Al aumentar la presión del gas de entrada en el evaporador E-100 el *Duty* del compresor K-100 también disminuye, este comportamiento podría obedecer a obstrucciones de la tubería GE6 o GE1, debido al comportamiento termodinámico en el interior del evaporador E-100, ya que al bajar la carga de refrigerante al K-100 disminuye su potencia evidenciándose en la gráfica de la figura 3, situación en la que se podría implementar algún sistema de regulación de flujo del refrigerante para controlar tanto la entrada como la salida al evaporador E-100.

Al manejar las mismas condiciones iniciales de temperatura y una alta presión crearía un escenario propicio que mejoraría la transferencia de calor en el evaporador E-100 por lo que sería un factor determinante para ahorrar potencia del K-100 bajo ajuste de presión del sistema de gas de entrada (posible solución práctica).

Por lo general en la mayoría de las plantas de tratamiento de gas con sistema de refrigeración con propano industrial requieren de un tiempo estimado entre 10 y 15 minutos aproximadamente para estabilizar las variables operativas de tal manera que en el momento de iniciar el funcionamiento de los compresores se debe tener la precaución de cargar los equipos paulatinamente, teniendo en cuenta que en el *chiller* o enfriador todavía no existen las condiciones, ni se ha alcanzado la aproximación de enfriamiento (*Approach*) requerido para los objetivos para los cuales se instaló el sistema.

Una vez la válvula Joule Thomson inicie su expansión, empieza a lograr la disminución de temperatura en el *chiller*, así sucesivamente hasta lograr una estabilidad una vez se normalicen las condiciones. Una vez se superen estas condiciones y se realice este procedimiento operativo

el compresor estabiliza condiciones y estaría desempeñando su trabajo en las condiciones de potencia previamente calculadas a la hora del diseño de los equipos.

Contrario a este procedimiento el compresor va a experimentar comportamiento de exceso de carga, dadas las condiciones de arranque del sistema y paradas que terminan en tiempo contraproducente para las condiciones óptimas de proceso.

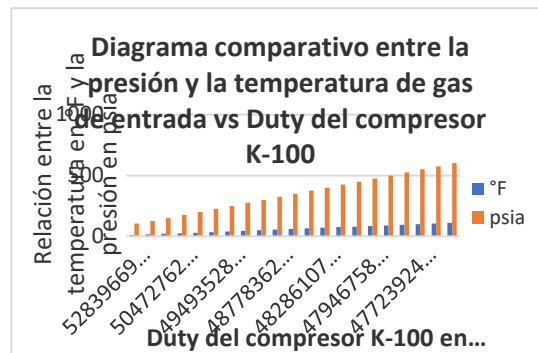


Figura 10. Diagrama comparativo entre la presión y la temperatura de gas de entrada vs Duty del compresor K-100.

#### 4.3. Caso 2: Comportamiento termodinámico en el sistema de refrigeración una vez aumentan las condiciones de carga de entrada a la planta.

Como se demostró en el caso anterior, se realizó una evaluación de variables del gas de entrada a tratar, para la afectación de los equipos, estas dos variables anteriores afectaron el equipo compresor, pero se evaluó la variable del flujo de entrada del gas a tratar, este demostró afectar la eficiencia de los intercambiadores de calor, lo que llevó a realizar un análisis aparte, al

presentar un efecto en otro equipo y que podría mostrarse de manera diferente la afectación de éste.

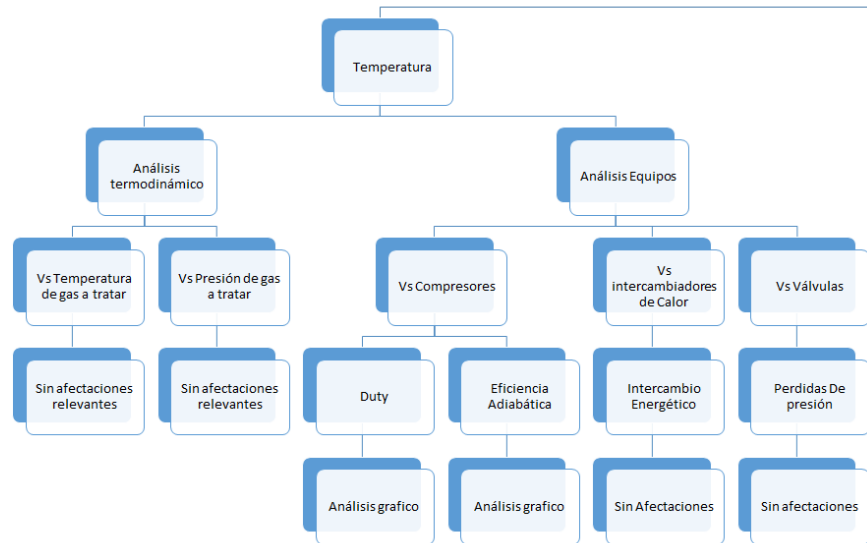


Figura 11. Análisis de caso2 parte 1.

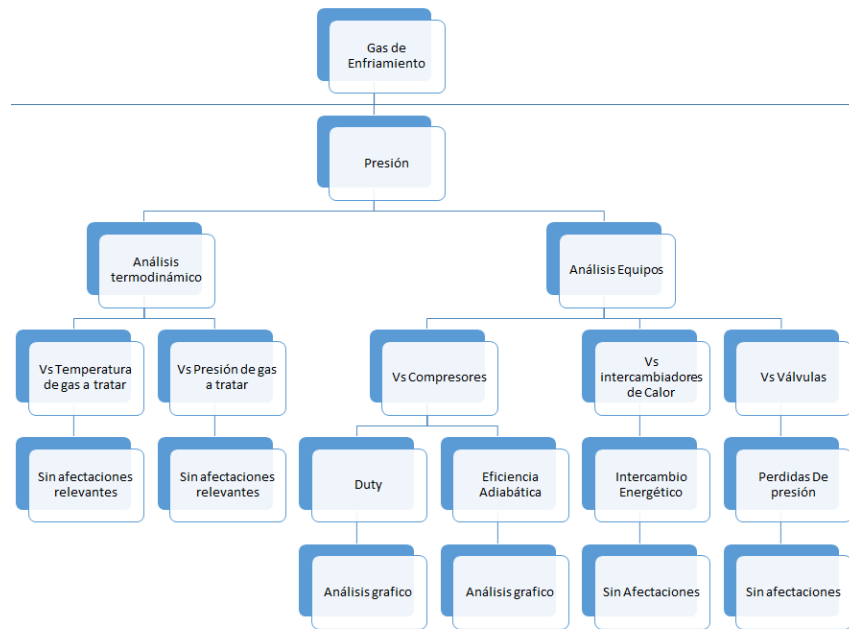


Figura 12. Análisis de caso2 parte 2.

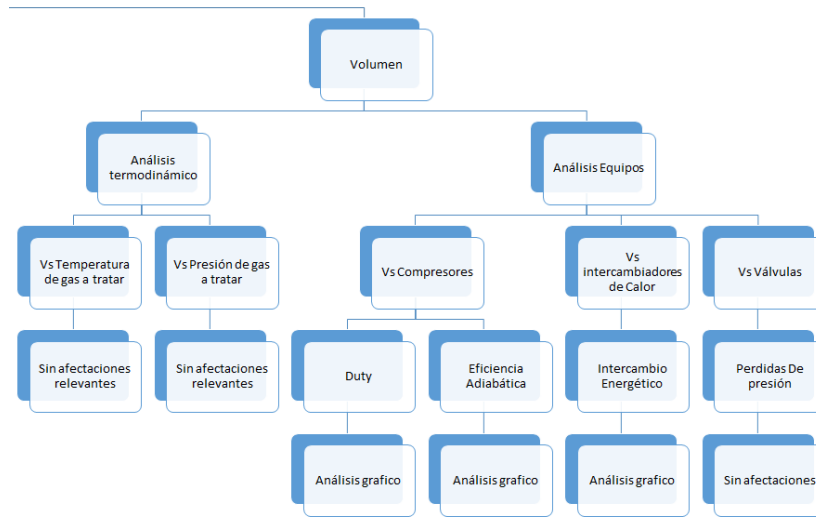


Figura 13. Análisis de caso2 parte 3.

Teniendo en cuenta lo anterior, se realizó el mismo método: una variación de la variable por encima de la condición inicial y por debajo de la misma, para poder llevar un comportamiento completo obteniendo una variación de este de entre 50 a 60 veces, de esta manera poder graficar de manera correcta el comportamiento y la afectación presentada, el análisis se realiza bajo las condiciones aquí presentadas:

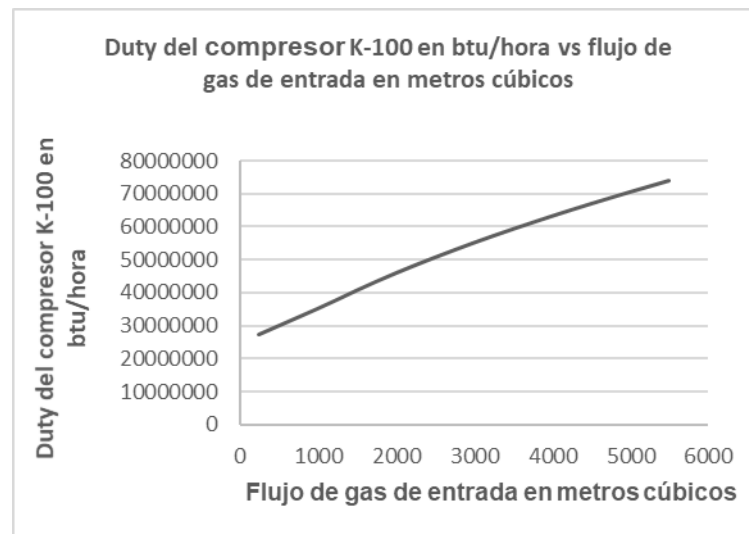


Figura 14. Cuando aumenta el flujo de gas de entrada bajo las condiciones de presión y temperatura iniciales.

En la figura 14 puede servir como patrón para poder determinar el punto ideal de operación entre la potencia del compresor K-100 de la segunda etapa y el flujo de gas manejado según el modelo del caso base simulado

- Análisis del comportamiento

Esta gráfica 14 demuestra mayor demanda de potencia del compresor K-100 al aumentar el flujo de gas de entrada al E-100 puesto que a mayor carga de enfriamiento mayor flujo de refrigerante para enfriar el exceso de gas que llega al evaporador E-100, exigiendo al K -100 comprimir mayor volumen de propano.

Este comportamiento sería de gran ayuda en el momento de elegir el equipo compresor ya que se estaría definiendo una potencia, dependiendo de la cantidad o el flujo de gas a manejar en él.

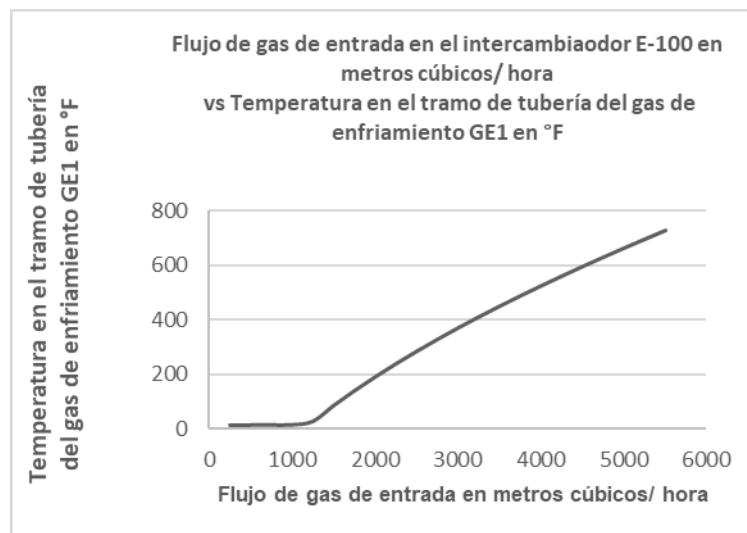


Figura 15. Cuando aumenta el flujo de gas de entrada al E-100 aumenta la temperatura en el tramo de tubería GE1.

- Análisis del comportamiento

Este fenómeno ocurre por el cambio termodinámico en el interior del E-100 debido al aumento de carga a enfriar, inicia estable por un tiempo hasta un valor determinado de flujo y luego empieza a aumentar considerablemente.

Esta condición sería el fundamento para determinar el punto máximo de flujo de gas permitido para instalación de sistemas de control y seguridad donde permita guardar la integridad de este tramo de tubería.

Bajo este comportamiento se tendría como base para el recubrimiento térmico en algunos tramos de tubería ya sea por congelamiento o por exposición de alta temperatura al ambiente.

Posible solución por aumento de carga de gas a la planta o por caída de presión de gas a la planta. Es muy importante determinar el diferencial o delta de presión de la presión de entrada con respecto a la salida a ventas instalando un control de presión diferencial con alarma por límite de alto o bajo delta de presión y con *shutdown* (parada) cuando llegue a un valor en la que se expondría la integridad del proceso con el fin de salvaguardar las condiciones de calidad de producción ya que en el momento de una variación de carga de gas a la planta sea por alta o baja carga tendría control pleno de la situación.

#### **4.4. Caso 3: Desempeño de los compresores del sistema de refrigeración frente al aumento o disminución de flujo de gas refrigerante.**

Después de evaluar los comportamientos dentro de las variables termodinámicas del flujo de entrada de gas a tratar, se debía mirar ciertas condiciones a el gas de enfriamiento y cómo afectaría de manera significativa el proceso, estas variables debían ser muy parecidas a las del

flujo de gas a tratar, por consiguiente, se llevó a cabo desde el caso inicial la modificación en los valores de las variables pertinentes.



Figura 16. Análisis de caso 3.

Una de las condiciones más frecuentes es la variación de flujo de gas de enfriamiento, ya sea por pérdida dentro de la operación por escapes o fugas, o una inyección al sistema de más para tratar de corregir alguna variación, es pertinente tener en cuenta la afectación de este dentro del proceso, por consiguiente, se llevó a cabo una variación de flujo de gas de enfriamiento, con intervalos por debajo y encima del flujo normal de propano, para su posterior análisis en los equipos afectados.

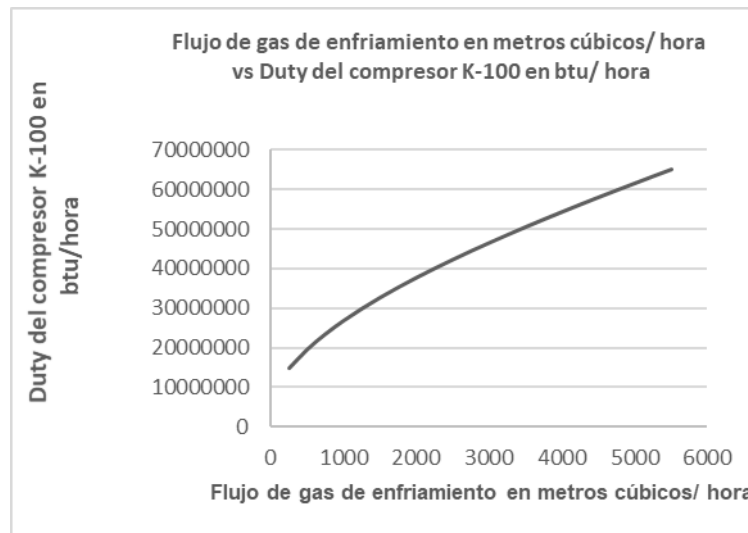


Figura 17. Aumento del flujo de propano dentro del sistema de refrigeración.

- Análisis del comportamiento

En el momento de aumentar el flujo de propano refrigerante la potencia del compresor K-100 aumenta debido al exceso de flujo molar que éste debe comprimir, esto crea problemas al equipo compresor puesto que está manejando más carga para lo cual fue diseñado y llevando al límite de fatiga los elementos que lo integran.

Este análisis también sería clave para la selección de la capacidad de compresión del sistema de refrigeración al momento de la compra o el diseño de los equipos y de esta manera se puede obtener datos para determinar la cantidad de propano refrigerante que necesita la galería o el circuito de refrigeración dependiendo de la composición y la cantidad de gas a enfriar.

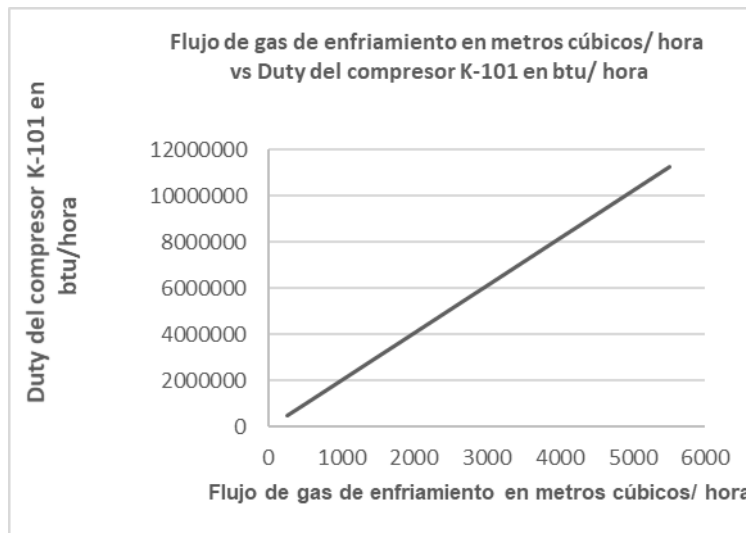


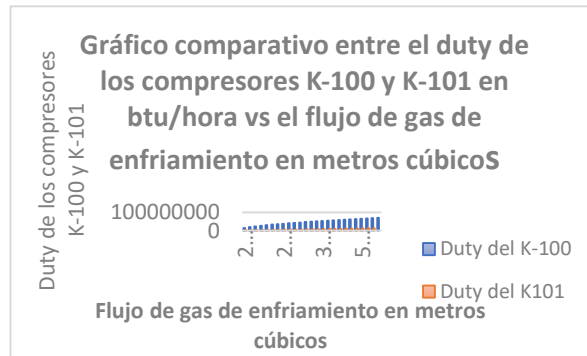
Figura 18. Aumento del flujo de propano dentro del sistema de refrigeración.

- Análisis del comportamiento

En la **Figura 19** se evidencia el aumento de potencia en el compresor K 101 por las mismas causas de la gráfica anterior.

En el momento del aumento excesivo del flujo de refrigerante, la corriente de C1 y C2 que sale del evaporador E-100 disminuye más su temperatura al condensarse y al pasar por el intercambiador E-102 por el haz de tubos condensa más cantidad de propano el cual es enviado al acumulador V-100 de allí es succionado por el compresor K-101 después de ser flasheado o expandido a estado vapor por medio de la VLV 102 este exceso de refrigerante hace que aumente la succión del compresor K- 101 de la primera etapa experimentándose el aumentando de su Duty como se evidencia en la gráfica (nombre)anterior.

Esto sucede en las plantas en el momento en que se recupera nivel de propano refrigerante a la galería o circuito del sistema de enfriamiento una vez se exceda el nivel establecido.



*Figura 20.* Gráfico comparativo entre el *duty* de los compresores K-100 y K-101 en btu/hora vs el flujo de gas de enfriamiento en metros cúbicos.

En esta gráfica **Figura 21** podemos deducir que existe una alta demanda de potencia en el compresor K-100 de segunda etapa, ya que la fracción de vapor del tanque acumulador V-100 pasa directo a la primer y única Inter etapa del sistema de compresión del sistema de enfriamiento la cual finalmente es succionada por el compresor K-100 junto con la corriente de propano en fase gaseosa que llega del E-100 exigiendo por su puesto de más potencia como se demuestra en la gráfica **Figura 22** del diagrama comparativo.

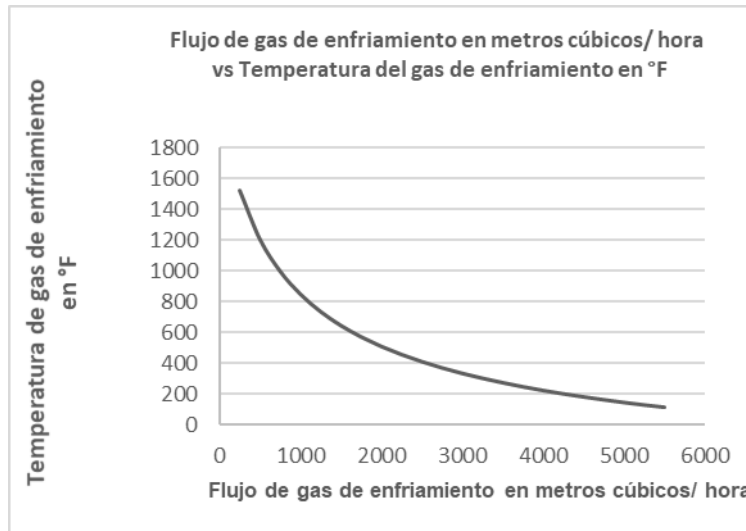


Figura 23. Aumento del flujo de propano dentro del sistema de refrigeración.

- Análisis del comportamiento

En esta gráfica **Figura 24** podemos evidenciar la caída de temperatura del gas de enfriamiento producto del mayor flujo del propano refrigerante

Hay que recordar que en este caso base las condiciones no están definidas y estos comportamientos son el producto del modelo que se tomó como caso base para simular en condiciones iniciales.

Al encontrarse mayor cantidad de propano refrigerante en el sistema, las condiciones de cambio de presión en la válvula Joule Thomson tiende a aumentar por mayor expansión produciendo mayor caída de temperatura en el gas de enfriamiento como se puede evidenciar en la **Figura 25**.

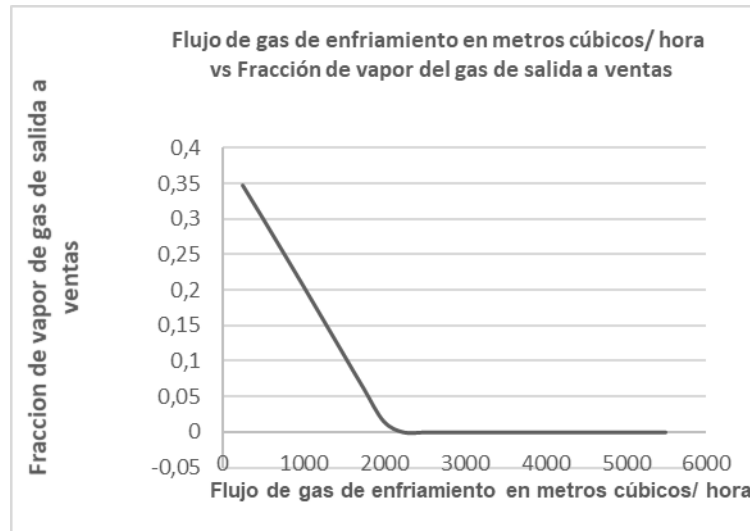


Figura 26. Comportamiento del aumento del flujo de refrigerante con la fracción de vapor del gas de salida.

- Análisis del comportamiento

En esta **Figura 27**, que a medida que aumenta el flujo de refrigerante la fracción de vapor en el gas de salida E-101 tiende a cero por la disminución de temperatura que crea el exceso de flujo de refrigerante. Se observa que al comprimir un volumen de 2250 m<sup>3</sup>/h de propano refrigerante se obtiene una fracción de vapor en el gas de salida de 0.35% lo que se puede deducir que el otro 0.65% en este punto, el gas ha cambiado de estado de fase y ha pasado a estado líquido como se evidencia en el porcentaje de vapor **Figura 28**.

Este sería un punto para tener en cuenta en el momento de variar el contenido de BTU dependiendo de los requerimientos o las condiciones contractuales del cliente dentro de las condiciones RUT para transporte de gas.

También puede servir de guía para determinar a qué temperatura y que porcentaje de gas en forma líquida se puede obtener en el tiempo de acuerdo con la oferta pendiente.

#### 4.5. Caso 4: Comportamiento de la potencia de los compresores con respecto al cambio de presión en algunos tramos de tubería del sistema de refrigeración.

La presión del flujo del gas de enfriamiento es algo totalmente relevante en el comportamiento termodinámico del proceso, por consiguiente, se evaluó de manera en que se observaría dentro de un problema real, si se presentara en un volumen fijo un aumento de presión dentro del sistema, ya sea por obstrucción en la que aumentaría la presión dentro del sistema, o una disminución de presión debido a una variación dentro de alguno de los equipos.

Estas variaciones se realizaron mediante diferentes simulaciones, en donde se observó los equipos más afectados dentro del proceso y posteriormente se realizó el análisis del comportamiento de estas variaciones dentro del sistema.

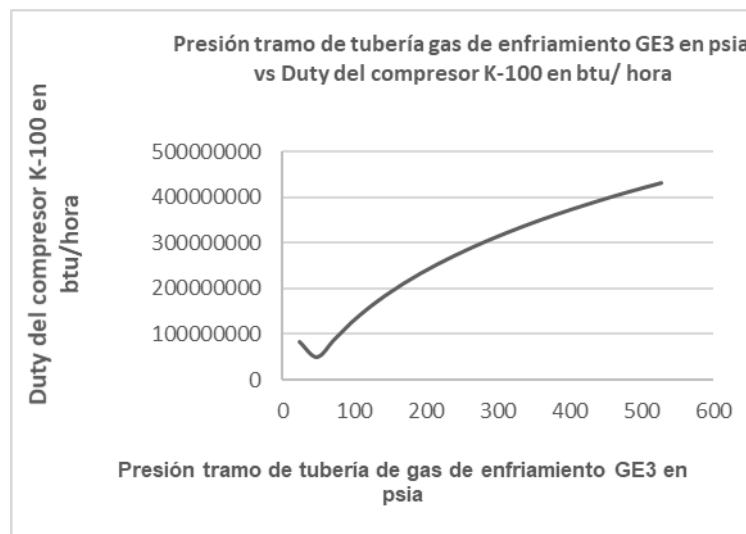


Figura 29. Variables de presión dentro del sistema de refrigeración.

- Análisis del comportamiento

Esta gráfica muestra el comportamiento de la potencia del compresor al momento de aumentar la presión en el tramo GE3.

Esto aumenta el *Duty* del compresor K-100 como consecuencia de una restricción del refrigerante que por algún motivo suceda dentro del proceso.

Esta restricción puede estar asociada al cierre de una válvula en determinado tramo de tubería cuando no se logra condensar la fracción de líquido necesaria para lograr la temperatura ideal de refrigeración en el sistema, esto me puede causar aumento de la presión en la descarga del compresor K-100 como lo puede evidencia esta gráfica con la línea GE3.

En esta falla se puede analizar la temperatura de enfriamiento del C1 y C2 en condiciones iniciales ya que esta podría ser una de las fallas por las cuales no se está logrando el cambio de fase aumentando así la presión en la línea GE3 que es la descarga del compresor, como se evidencia en el caso base y como lo muestra la gráfica.

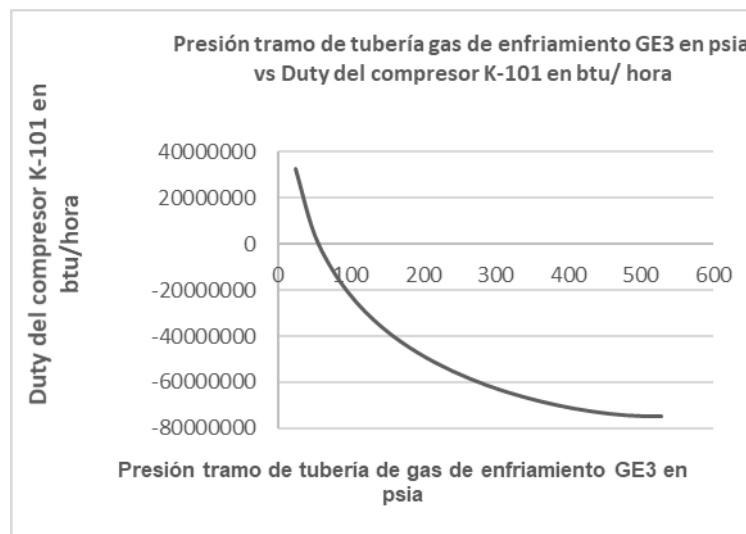
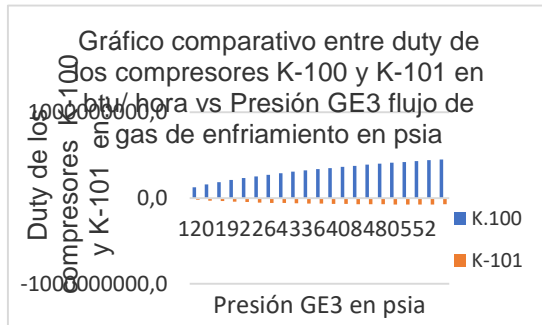


Figura 30. Comportamiento de la potencia del compresor K-101 y la presión en el tramo de línea GE3.

- Análisis del comportamiento

En este caso sucede lo contrario del caso anterior ya que al aumentar la restricción en la descarga del compresor K-100 (GE3) esto me crea caída de presión en la succión del compresor

K-101 ocasionando una disminución de potencia o duty como lo representa la gráfica. Afectando por ende el enfriamiento del gas de salida a ventas.



- Análisis del comportamiento

Esta gráfica demuestra que a medida que el propano refrigerante aumenta temperatura, también aumenta su fracción de vapor y esto puede ser un indicio de la ausencia de enfriamiento por la falta de líquido refrigerante en el condensador.

En este momento debido a la ausencia de gas refrigerante en la galería de refrigeración el compresor demanda de una rata de flujo para mantener las condiciones de presión y temperatura, cuando estas condiciones suceden, inicia el aumento de temperatura en la descarga del compresor debido a la falta de flujo para lo cual fue diseñado, llegando incluso a crear condiciones de vacío dentro de los cilindros compresores y desencadenando el aumento de temperatura en la descarga del compresor y por ende el aumento de fracción de vapor en el tramo de tubería mencionado, en este caso también el delta de presión en la VLV – 102 disminuye precisamente por la falta de refrigerante en el sistema o galería.

Este fenómeno también podría llegar a causar deterioro en los componentes internos del compresor debido al aumento considerable de temperatura en los cilindros compresores, daño de válvulas, *Ryder band* *Ryder ring*, *Gear band*, anillos del compresor debido al vacío que se genera por la falta de rata de flujo en condiciones normales de operación.

Esta tendencia puede ser una guía para fijar las variables del sistema de refrigeración de tal manera que se mantenga los rangos óptimos de operación dentro del proceso.

#### **4.6. Caso 5: Comportamiento de la eficiencia frente a la potencia y temperatura de salida de descarga del equipo compresor.**

El equipo más importante dentro de este proceso es el compresor, por consiguiente, si este sufre un daño dentro de su vida útil, es un gran problema dentro del sistema de tratamiento, la

eficiencia del compresor es algo que se debe controlar de manera adecuada, con esta premisa, se realizó una variación de la eficiencia adiabática del compresor ante el gasto energético o variaciones dentro del sistema.

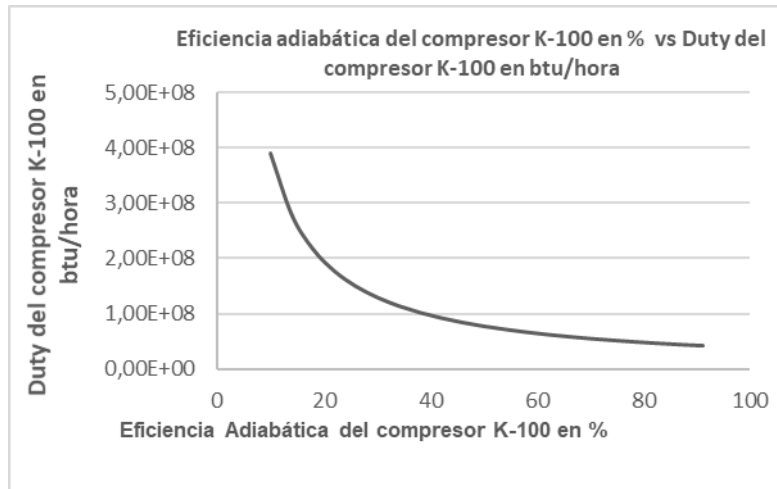


Figura 33. Eficiencia Adiabática del compresor con respecto al Duty.

- Análisis del comportamiento

Esta gráfica me demuestra la relación que existe entre la eficiencia adiabática del compresor y la potencia suministrada por el mismo.

Este comportamiento se refiere al estado mecánico del compresor para poder aprovechar la potencia en el momento de realizar su trabajo, aunque estas variables son nominales en los equipos, en estas relaciones matemáticas son inestables en el tiempo.

También es importante crear una tendencia patrón que pudiera indicar el estado mecánico del equipo y sus posibles fallas que causen deficiencia volumétrica y/o rendimiento en el sistema de compresión.

También se pudiera realizar una relación del volumen de gas manejado por el compresor en condiciones normales de operación comparado en el tiempo de operación en la que se pudiera identificar alguna deficiencia por pérdida de potencia del compresor.

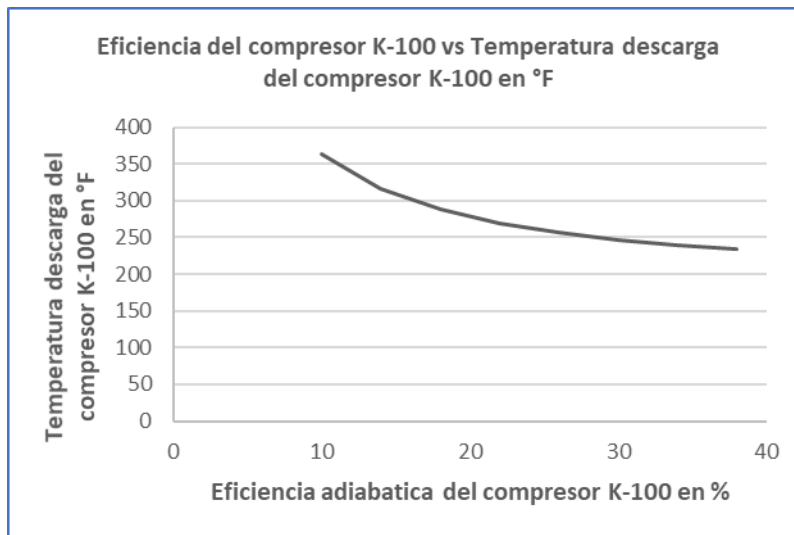


Figura 34. Eficiencia con respecto a la temperatura de descarga del compresor.

- Análisis del comportamiento

Esta gráfica describe el comportamiento del compresor bajo condiciones óptimas de desempeño del equipo compresor describiendo que a mejor eficiencia de compresión mantiene una temperatura en la descarga donde es ideal para mantener las condiciones de integridad de las partes móviles del compresor.

Mediante esta tendencia se podría determinar la presión y temperatura de descarga requerida para lograr la mínima temperatura de refrigeración que demanda el enfriamiento del gas a lo largo del proceso y la integridad de la temperatura de descarga del compresor.

Este comportamiento estaría relacionado también con la relación del compresor y el número de etapas ya que, por encima de 3, se estaría manejando condiciones críticas y esto afecta también la temperatura en la descarga del compresor.

Teniendo en cuenta el delta de presión a utilizar en las válvulas VLV 100 y VLV 102 las cuales son factor claves para determinar la temperatura de enfriamiento óptima en los intercambiadores E-100 y E-102 respectivamente.

Es importante destacar que esta temperatura también depende de la relación de compresión, que por diseño determina el fabricante del equipo compresor.

Posible recomendación para evitar estos inconvenientes. Como se evidencia en la gráfica anterior a medida que aumenta la eficiencia adiabática del compresor también disminuye el Duty, esto quiere decir que los componentes internos del equipo compresor deben tener un óptimo desempeño con el fin de lograr la mayor cantidad de trabajo con la mínima potencia requerida por el sistema de refrigeración.

Es de anotar que a medida que aumenta el tamaño del pistón compresor disminuye también la eficiencia adiabática por motivo de la fricción por efecto del peso, por lo cual se recomienda el mínimo tamaño posible del pistón para un mejor desempeño.

#### **4.7. Caso 6: comportamiento de afectación de contaminaciones o mezclas del propano refrigerante con etano y metano (estos componentes son los más cercanos al propano al momento del fraccionamiento o separación).**

Dentro del sistema un problema muy grave dentro de este, son las contaminaciones del gas de enfriamiento del proceso, ya sea por mezcla dentro de uno de los equipos o ya sea por formación

dentro del mismo, este problema está presente dentro de la industria, por consiguiente, se tomaron 3 gases para modelar y analizar el comportamiento del proceso ante esta alteración.

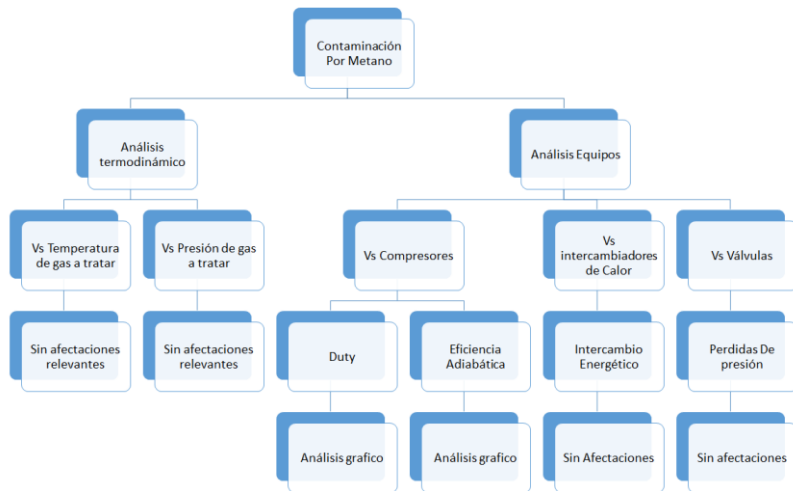


Figura 35. Análisis de caso 6 contaminación de metano.

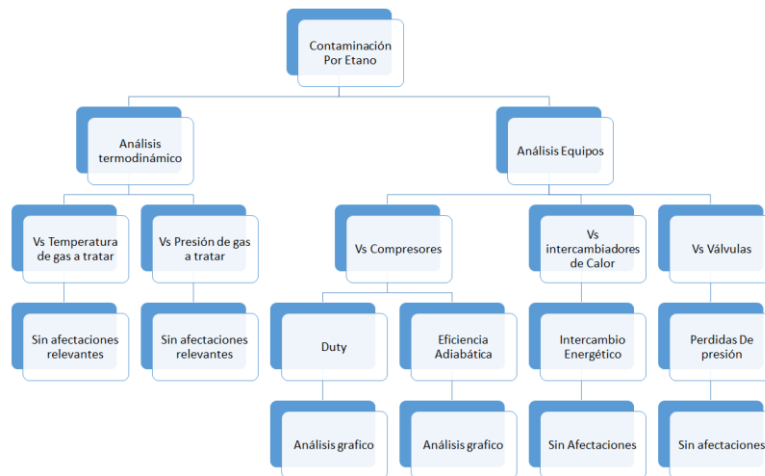


Figura 36. Análisis de caso 6 contaminación de etano.

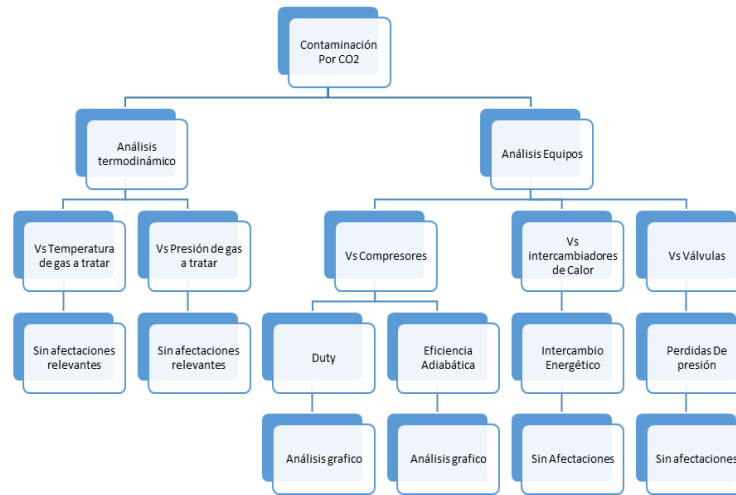


Figura 37. Análisis de caso 6 contaminación de CO2.

Cada una de estas variaciones fueron en composición, no se variaron las variables termodinámicas del caso inicial, esto mostraría como se puede diferenciar la contaminación del proceso, ante estos cambios composicionales, de esta manera se puede analizar los equipos más afectados y la diferencia entre el comportamiento normal del proceso, y como se podría manejar de mejor manera este tipo de situaciones.

Tomando una contaminación desde un porcentaje de concentración de 0 a 25%, después de ese porcentaje, ya no se podría considerar una contaminación ya que el gas se convertiría en una mezcla homogénea de gases. Con esta premisa en mente se realizó el análisis pertinente para el comportamiento.

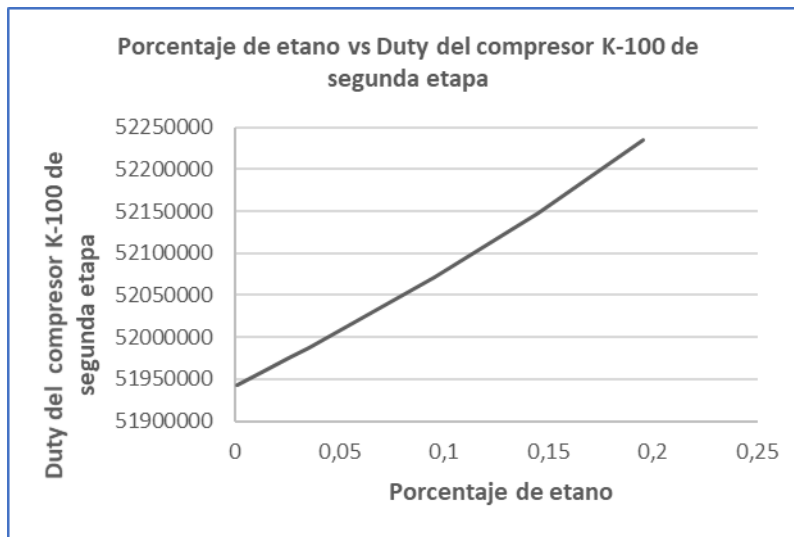


Figura 38. Contaminación de etano en el compresor K-100 de 2da etapa.

- Análisis del comportamiento

A medida que aumenta el porcentaje de etano dentro del sistema de refrigeración aumenta la potencia requerida para el enfriamiento demandando de más potencia en el compresor en comparación de las condiciones ideales.

Es de tener en cuenta que el compresor K-100 de la segunda etapa es el que más suministra potencia al momento de enfriar el gas de entrada en el E- 100 además este compresor recibe la fracción de vapor que viene del V-100 es por esto que al tener más concentración o porcentaje de etano dentro del refrigerante aumenta su Duty notoriamente como lo demuestra la gráfica demandando de más energía.

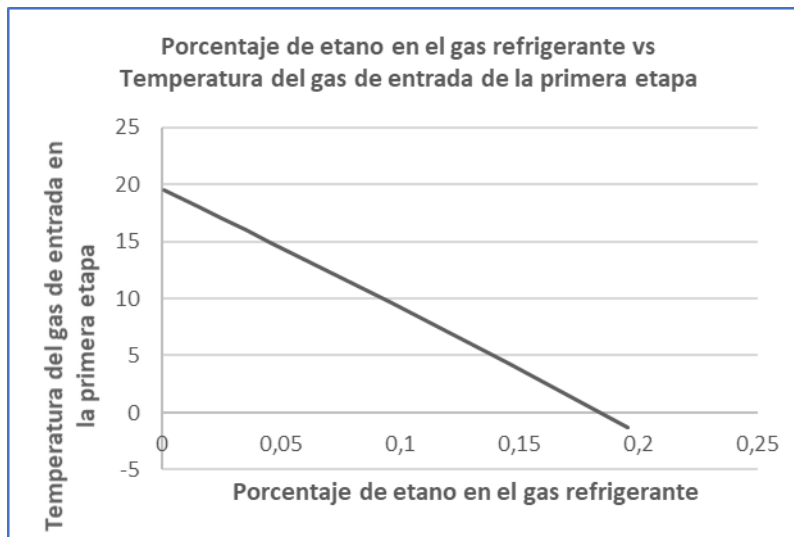


Figura 39. Porcentaje de Etano con respecto a la temperatura de entrada a la primera etapa.

- Análisis del comportamiento

Esta gráfica comprueba que a medida que aumenta el porcentaje de contaminación con etano disminuye gradualmente la temperatura de ingreso de refrigerante a la primera etapa.

Puede obedecer al comportamiento termodinámico al momento de expandirse la mezcla en la válvula VLV 102 la cual actuaría como válvula Joule Thompson.

Por medio de esta tendencia se podría determinar hasta qué porcentaje de etano permitiría estabilidad en el proceso vs Duty del equipo compresor.

Por otra parte, se deduce que el propano en algún porcentaje de etano mejora las condiciones de enfriamiento, pero también demanda de más energía para llevar a cabo el proceso termodinámico.

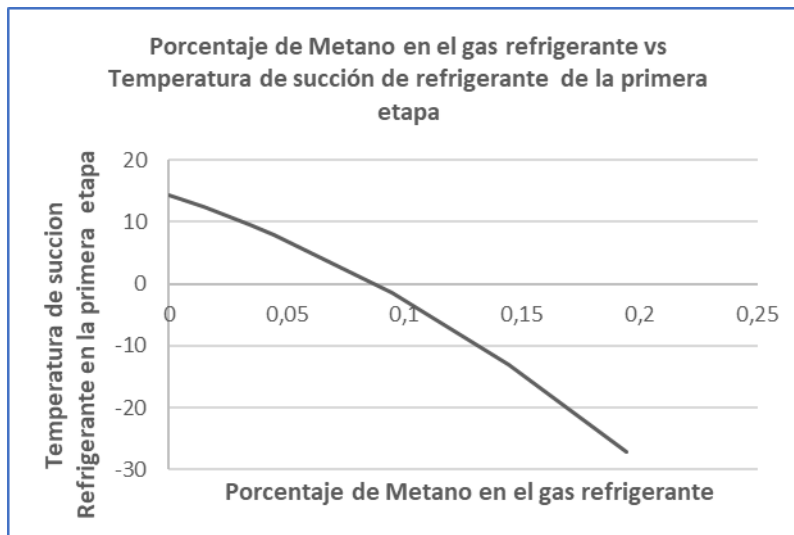


Figura 40. Porcentaje de metano con respecto a la temp de primera etapa del compresor K-101.

- Análisis del comportamiento

Esta gráfica demuestra que a mayor porcentaje de metano dentro del sistema de refrigeración disminuye la temperatura de entrada a la succión de primera etapa.

Debido a su expansión en la válvula VLV 102 su comportamiento termodinámico permite disminución notable de temperatura en la entrada a la succión de la primera etapa a medida que aumenta la concentración o el porcentaje de metano en el sistema.

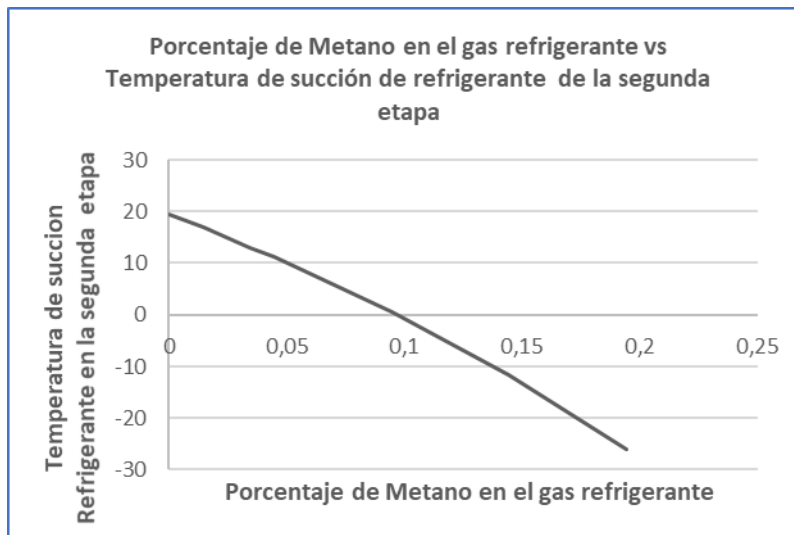


Figura 41. Porcentaje de metano vs Temp de succión de la segunda etapa compresor K-100.

- Análisis del comportamiento

Esta gráfica confirma que a mayor presión el metano tiende a enfriar con más facilidad como lo demuestra la gráfica en la succión de segunda etapa del compresor K-100.

A pesar de aumentar la presión en la segunda etapa del compresor K-100 la tendencia continua igual que en la primera etapa a medida que se aumenta la presencia de metano en el sistema continúa disminuyendo progresivamente la temperatura de succión de segunda etapa.

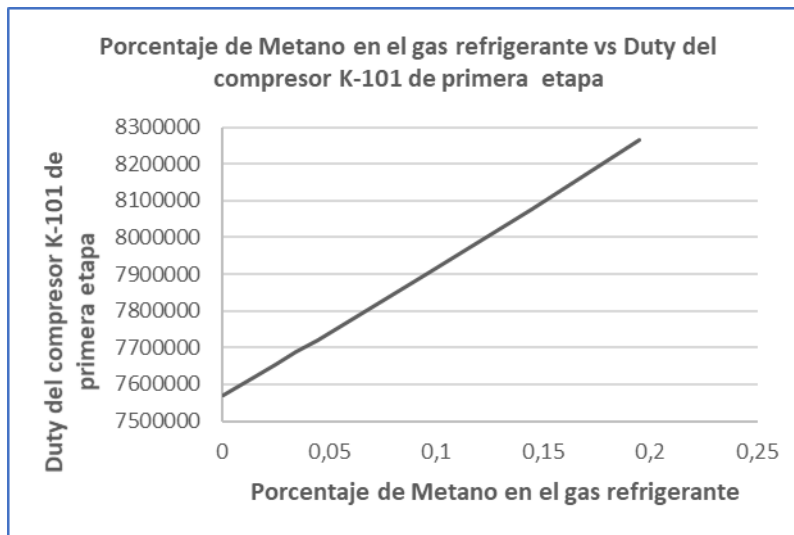


Figura 42. Porcentaje de metano con respecto al Duty del K-101 de la primera etapa.

- Análisis del comportamiento

Esta gráfica demuestra que a medida que aumenta la concentración de metano en el refrigerante aumenta proporcionalmente el Duty del K 101 en la primera etapa.

Así como mejora la temperatura en la succión de la primera etapa del compresor K-101 de la primera etapa también este comportamiento requiere de mayor potencia como se nota en la tendencia de la gráfica.

Aunque en la expansión se gane más enfriamiento por la caída de presión esto no compensa la demanda de Duty que debe suministrar el compresor K-101 de primera etapa.

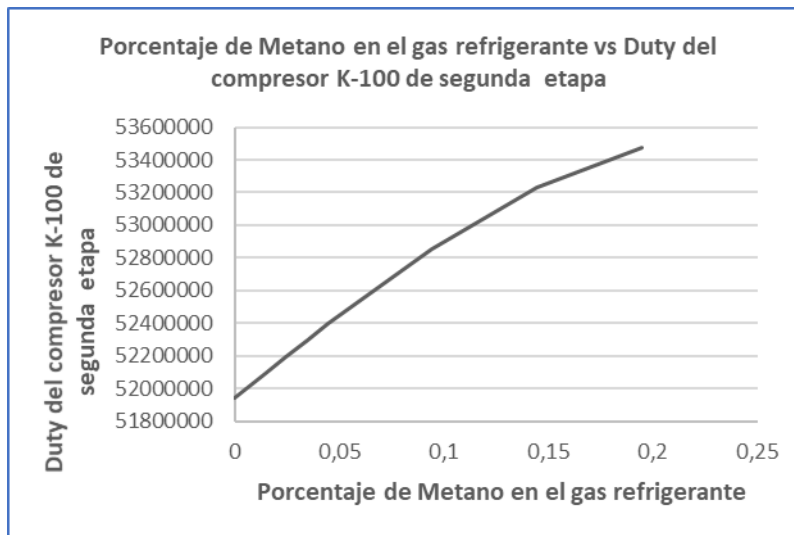


Figura 43. Porcentaje de metano con relación a la temperatura de segunda etapa.

- Análisis del comportamiento

Esta gráfica permite deducir que el metano al llegar a una presión más alta dentro de la segunda etapa desde luego, la potencia del compresor K-100 se estabiliza como se demuestra en la tendencia, aunque esto se daría a costa del aporte de más potencia de los dos compresores antes de llegar a este valor.

Es por eso que esta clase de contaminación crea un problema y exige mayor potencia de compresión y por ende más consumo de energía.

Posible solución práctica. En la mayoría de los casos el propano industrial es obtenido dentro del mismo proceso, por lo que es muy importante definir las condiciones de proceso para obtener este gas refrigerante con un alto grado de pureza con el fin de evitar estas mezclas que a la final aumentan la exigencia de potencia del compresor, aunque estas mezclas pueden mejorar las condiciones de enfriamiento, pero también exigen más trabajo de los equipos.

Para esto se deben determinar el ajuste de los parámetros en las variables involucradas con el fin de obtener la calidad indicada del producto refrigerante, establecer un procedimiento o manual de ajuste de variables.

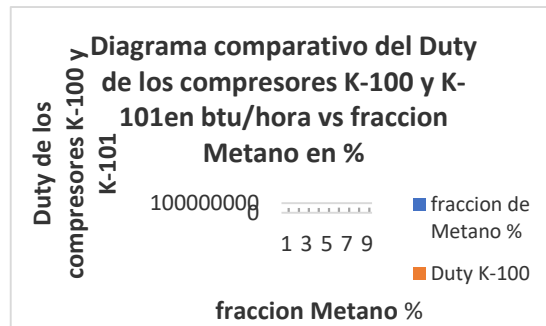


Figura 44. Diagrama comparativo del Duty de los compresores K-100 y K-101 en btu/hora vs fracción Metano en %.

Las trazas de etano son más notables en la succión del compresor K-101 de primera etapa donde se evidencia más demanda de Potencia, debido a que a estas condiciones de presión y temperatura la fracción de vapor del Metano es mayor y por tal motivo se hace más evidente la demanda del Duty en el compresor K-101 como lo demuestra el diagrama comparativo.

## 5. Conclusiones

- La principal razón para realizar refrigeración al gas natural es encontrar el punto óptimo para obtener el cambio de fase de estado gaseoso a estado líquido o el punto de rocío, para el cual se utilizan los diagramas de fase.
- En las simulaciones realizadas en el caso base se pueden encontrar parámetros que definen el espacio o el rango de operación en las variables que involucran el sistema de refrigeración con propano industrial, en el momento de enfriar el gas natural con el fin de obtener no solamente eficiencia energética en el proceso si no también condiciones de calidad, con los clientes de acuerdo a las normas establecidas en la venta del producto.
- Después de realizar los análisis al caso base se evidenciaron algunas tendencias en los que existe una alta demanda como también ahorro de energía en el momento de modificar algunas variables del proceso, en las cuales se hizo más énfasis para el paso a paso de esta metodología hasta llegar a realizar los análisis del caso base.
- Las corridas de simulación en estado estacionario permitieron generar modelos para identificar las tendencias al momento de realizar los análisis variando las condiciones del proceso. Es por ello por lo que se validó el modelo con los datos del caso base.
- Las condiciones operacionales que más afectan el sistema de refrigeración en los procesos son las variaciones de carga de gas de entrada, surgiendo la necesidad de controlar o regular estas variables con el fin de lograr un proceso más estable para las condiciones óptimas.
- En el momento de escoger un compresor para el sistema de refrigeración se debe tener en cuenta que a medida que aumenta el número de etapas de compresión en el sistema,

también existe una relación de ahorro de potencia, la cual sería un factor determinante entre los costos por etapa y el ahorro de energía

- En los casos donde existen contaminaciones en el gas de refrigeración (Propano puro). especialmente con etano y metano se puede deducir que se genera más demanda de potencia en el compresor cuando existe más concentración de metano.

## 6. Recomendaciones

- Es muy importante, para efectos de diseño y optimización de las facilidades realizar este tipo de análisis con el fin de identificar el punto óptimo de operación y así poder fijar los parámetros de operación de manera que se establezcan condiciones de eficiencia en el proceso.
- Se sugiere realizar simulaciones en estado dinámico con el fin de tener una mayor cobertura respecto a la implementación de sistemas de regulación y control de variables del sistema y poder determinar los parámetros y puntos críticos, lo que facilitaría el rango para fijar ventanas operativas.
- Después de obtener las tendencias de estos comportamientos se confirma la necesidad de diseñar los sistemas de control con el fin de ajustar parámetros en condiciones óptimas de operación, además de establecer las condiciones de presión y temperatura en los diferentes tramos de tubería.
- Con el fin de obtener una mejor confiabilidad y continuidad de producción dentro del proceso se sugiere la adquisición de un compresor adicional en condición de disponibilidad, toda vez que se realice una relación costo-beneficio. De esta manera se disminuye las caídas de producción por efecto de inestabilidad una vez haya parada repentina del equipo compresor.
- Se recomienda realizar seguimiento de la eficiencia del modelo simulado con relación al recobro de hidrocarburos cuantificando la producción con respecto a las condiciones normales en el sistema de refrigeración mecánica para definir un estado ideal de proceso.

### Referencias Bibliográficas

- A.G., C. c. (Noviembre de 2016). *Cámara chilena de refrigeración y climatización*. Obtenido de <http://www.cchryc.cl/biblioteca-camara/biblioteca-camara-2016-12-001.pdf>
- Aguilar Morán , D. B., González Quintanilla, I., Ruiz Peraza, N. L., & Tinetti Castro, O. M. (2012). *Propuesta de diseño de un sistema de refrigeración por absorción para mejorar la eficiencia de operación de planta en una central geotérmica* (Tesis de pregrado). Universidad de El Salvador, San Salvador.
- Association, G. P. (2004). *Engineering data book*. Tulsa, Oklahoma.
- Bustamante Arcila, O. L. (2008). *Sistema de monitoreo de temperaturas y presiones para el área de generación de frío de la planta procesadora de colanta en san pedro de los milagros* (Tesis de pregrado). Universidad Nacional de Colombia, Antioquia, Medellín.
- Calderon Candela, J. Y., & Gomez Diaz, R. L. (2010). *Análisis y estudio del sistema de refrigeración implementado en la cervecería Bavaria S.A. de Bucaramanga con el fin de proponer una mejora en el consumo energetico* (Tesis de pregrado). Universidad Industrial de Santander, Santander, Bucaramanga.
- González, D. (2015). *Sistemas de refrigeración en procesos de fraccionamiento* (Proyecto de Ingeniería de gas). Universidad Nacional Experimental Rafael Maria Baralt.
- Hernández, D. C., Nieto Londoño, C., & Zapata Benabithe, Z. (2016). Analysis of working nanofluids for a refrigeration system. *DYNA*, 8.
- Kotas, T. J. (1985). *The exergy method of thermal plant analysis*.

- Kumar Singh, P., Tembhurne, Y., & Pandey, V. (2018). Numerical analysis of a refrigeration system using different nano fluids by CFD. *International Journal for Research in Applied Science & Engineering Technology*, 10.
- Ledezma Cabrera, C. E. (2012). *Estudio termoeconómico de un sistema de refrigeración con módulo termoeléctrico para subenfriamiento del refrigerador* (Tesis de maestría). Instituto Politécnico Nacional, México D.F.
- Mardones Barrientos, C. C. (2016). *Comparación entre los ciclos de refrigeración por compresión de vapor y absorción mediante la primera y segunda ley de la termodinámica en aplicaciones de climatización y refrigeración* (Tesis de pregrado). Universidad de Chile, Santiago de Chile.
- Morgan Campbell, J. (1974). *Gas conditioning and processing (Campbell Petroleum Series)*.
- Nebot Andrés, L. (2017). *Análisis y comparativa de sistemas de subenfriamiento en sistemas de refrigeración de CO<sub>2</sub> en climas cálidos* (Tesis de maestría). Universidad Jaume-I, Castellón.
- Patel, J. k., Mehta, N., & Dabhi, J. (2017). Sistema de refrigeración por adsorción: diseño y análisis. (Elsevier, Ed.) *Materiales hoy: Procedimientos*, 4.
- Qureshi, B. A., Inam, M., Antar, M. A., & Zubair, S. M. (2013). Experimental energetic analysis of a vapor compression refrigeration system with dedicated mechanical sub-cooling. *Applied Energy*, 1035-1041.
- Rangel Romero, C., Rojas Garnica, J. C., Rodriguez Serreno, L. A., & Rangel Tlaseca, D. (2017). Análisis termodinámico de un ciclo de refrigeración real con refrigerante R-134a para la obtención de un COP óptimo de operación. *Revista de sistemas experimentales*, 4, 8.

- Rosas Martínez, N. (2013). *Análisis energético de la conversión de un sistema de refrigeración doméstico con R-12 para ser utilizado con un nuevo refrigerante ecológico* (Tesis de maestría). Universidad Nacional de Ingeniería, Lima, Perú.
- Saboor, S., Yohan, M., & Kirankumar, G. (2001). Experimental analysis of vapour compression refrigeration system by the condenser inlet diffuser concept. *Proc. of the 5th international conference on advances in mechanical engineering* (pág. 5). Gujarat, India: National Institute of Technology.
- Salazar Hincapie, A., & Fernando Rodriguez, L. (2006). *Análisis del sistema de refrigeración por compresión de vapor de amoníaco en la empresa C.I. Océanos S.A* (Tesis de pregrado). Universidad Tecnológica de Bolívar, Cartagena de Indias.
- Sochimilca Galvis, I. D., & Lastre Guerrero, H. E. (2016). *Desarrollo de un software didáctico para el diseño de plantas de refrigeración de gas natural con propano* (Tesis de pregrado). Universidad Industrial de Santander, Santander, Bucaramanga.
- Soni, J., & Gupta, R. (2013). Performance analysis of vapour compression refrigeration system with R404A, R407C and R410A. *International journal of mechanical engineering and robotics* , 12.
- Unported, C. C.-S. (15 de Abril de 2011). *Sistema de refrigeración por compresión*. Obtenido de <https://rua.ua.es/dspace/bitstream/10045/17271/1/refrigeracion.pdf>