

UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA QUÍMICA
CURSOS ESPECIALES DE GRADO: ÁREA DE GAS



**“EVALUACIÓN DEL EFECTO DEL DIÓXIDO DE CARBONO Y ETANO
PRESENTES EN EL PRODUCTO PROPANO SOBRE LAS VARIABLES DEL
SISTEMA DE REFRIGERACIÓN MECÁNICA DE UNA PLANTA DE
FRACCIONAMIENTO EN EL ORIENTE DEL PAÍS”**

REALIZADO POR:

CENTENO, MÓNICA
ZAVALA, YESSENIA

**TRABAJO PRESENTADO COMO REQUISITO PARCIAL
PARA OPTAR AL TÍTULO DE
INGENIERO QUÍMICO**

Puerto La Cruz, Febrero de 2010

UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA QUÍMICA
CURSOS ESPECIALES DE GRADO: ÁREA DE GAS



**“EVALUACIÓN DEL EFECTO DEL DIÓXIDO DE CARBONO Y ETANO
PRESENTES EN EL PRODUCTO PROPANO SOBRE LAS VARIABLES DEL
SISTEMA DE REFRIGERACIÓN MECÁNICA DE UNA PLANTA DE
FRACCIONAMIENTO EN EL ORIENTE DEL PAÍS”**

ASESOR ACADÉMICO

Ing. Químico NELSON FERREIRA

Puerto La Cruz, Febrero de 2010

UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA QUÍMICA
CURSOS ESPECIALES DE GRADO: ÁREA DE GAS



**“EVALUACIÓN DEL EFECTO DEL DIÓXIDO DE CARBONO Y ETANO
PRESENTES EN EL PRODUCTO PROPANO SOBRE LAS VARIABLES DEL
SISTEMA DE REFRIGERACIÓN MECÁNICA DE UNA PLANTA DE
FRACCIONAMIENTO EN EL ORIENTE DEL PAÍS”**

JURADOS:

Ing. Químico FIDELINA MONCADA

Ing. Químico OLY GUERRA

Puerto La Cruz, Febrero de 2010

RESOLUCIÓN

De acuerdo al artículo 41 del Reglamento de Trabajo de Grado:

“Los Trabajos de Grado son exclusiva propiedad de la Universidad y solo podrán ser utilizados a otros fines con el consentimiento del Consejo de Núcleo respectivo, quien lo participará al Consejo Universitario”

DEDICATORIA

A nuestros padres, Celina Fuentes y Luis Centeno; Liliana Craman de Carmand y Cesar Zavala, que siempre confiaron plenamente en nosotras.

A Richard, recordándote siempre con mucho cariño, querido amigo.

Mónica Centeno y Yessenia Zavala.

AGRADECIMIENTOS

A Dios, por sobre todas las cosas, por haberme permitido alcanzar esta meta, por haber puesto en mi camino las personas que hoy me acompañan y las que no también, por haberme puesto obstáculos que sólo yo pude superar y permitirme cada día ser más fuerte. Por enviarme siempre rayitos de luz cuando parecía solo haber oscuridad.

A mis padres, Celina y Luis, por haberme inculcado los valores que hoy tengo como patrón de vida, porque me enseñaron a vivir, a soñar, a tener metas y trabajar duro por alcanzarlas; porque me enseñaron a siempre dar lo mejor de mí. Porque me enseñaron a entender y aceptar cuándo estoy equivocada, a ser humilde y reparar mis errores. Porque siempre confiaron en mí. Los amo.

A mis hermanos Alex, Maria Alexandra, Maricelis y Luis Ricardo, porque siempre fueron mi inspiración y mi apoyo, porque fueron factores fundamentales en mi formación personal, porque siempre conté con sus consejos. A mis cuñados, Georgina, Stani, Roger y Vanessa, gracias por complementar esta familia y traer aun más alegría a este hogar.

A mi amado Pablo, por tener paciencia, entenderme y apoyarme sin importar nada más, porque sin su compañía, sin su cariño y sus palabras de aliento, mis días no tuviesen color. A la Flia. Hernández Voth, porque desde el día en que los conocí me hicieron sentir parte de su familia.

A mi compañera de trabajo y estudios, y gran amiga Yessenia Zavala, sin cuya constancia, dedicación, y contagiante perseverancia, este proyecto nunca habría terminado.

A la Doctora Guadalupe Hernández y la Lic. Rosa Elena, porque con su ayuda alcancé el balance físico, emocional y espiritual que me permiten ser la persona saludable que hoy soy.

A mis super amigos, Josmary Briceño, Ely Pineda, Daniela Sanabria, Rafo Millán, Rodrigo Vera, Andrés Korchoff y Jessica Bastouri, Leo Goitia, Eulises Moreno y Eilyn Alcalá; porque me aceptan como soy, porque siempre están allí para mí, porque desde el principio han sido los mejores oídos cuando necesité hablar y los más sinceros amigos cuando consejos necesité.

A mis compañeros de trabajo y estudio, Daniel Salazar, Héctor Peña, Eileen Figueredo, Sandry Rodriguez, Pedro Salazar, Cruzmelis Contreras, Zoraida Castillo y Freddy Macadam, porque siempre me tendieron sus manos, siempre tuvieron una respuesta ante mis dudas, y me enseñaron a no quedarme atrás, a que siempre se puede estar un paso más adelante.

A mis profesores de la universidad, Nelson Ferreira, Isvelia Avendaño, José Rondón, Ana Blondell, Fidelina Moncada, Oly Guerra, Oswaldo Ochoa, Hernán Raven, Yaneis Obando, Arturo Rudolfo, Petra Martínez, Yraima Salas, Luis Moreno, Alexis Cova, Ana Colmenares, Estelis Narváez, Maritza Millán, Shirley Marfissi, Rosa de Lara, Orangel Lara y por último, pero no menos importante, mi querido profesor Lucas Álvarez, porque siempre me enseñaron a no conformarme con lo que sé e ir siempre más allá.

Y a todas aquellas personas que me brindaron su apoyo, tanto personal como académico y que de alguna manera colaboraron con la realización de este trabajo

Mónica de L. Centeno Fuentes.

A Dios, mi Virgen del Valle y mí Virgen del Carmen porque siempre me han llenado de salud, experiencias buenas y malas, y sobre todo me enseñaron a tener paciencia.

El mayor agradecimiento que puedo dar es a mis padres, Cesar y Liliana, por siempre apoyarme en todos los retos que me propongo, educarme, guiarme, enseñarme a superar obstáculos, a luchar por lo que quiero; el mejor ejemplo de lucha y lealtad que he podido aprender ha sido observándolos a ellos. Nunca alcanzan las palabras para agradecerles a nuestros padres tanta dedicación y confianza. Los amo con todas mis fuerzas.

Otro agradecimiento enorme es para mi Abue y mi Mamama, ejemplo para cualquier persona que desee conseguir cualquier meta, muchísimas gracias a las dos por tantos consejos, bromas, cariños, cuidados, etc.

Mis hermanos, Yajaira, Cesar, Marco y Rosy, que también formaron parte importante en la realización de esta meta, realmente les agradezco el ayudarme de todas las formas que pudieron, y por la paciencia que tuvieron conmigo.

A Jonathan Hernández, mi novio, por llegar a mi vida en el momento más oportuno y devolverme la inspiración para seguir con esta meta, también, debo agradecerle por apoyarme tanto, aconsejarme, brindarme la mejor confianza y dedicación, te amo nene. Otra personita especial a la que debo agradecerle sus consejos, chistes, atenciones, etc. es Otilio Hernández, mi suegro.

Como no pueden faltar, a los chiquitines de la casa, mis sobrinos Lili, Miguel, Silvia, Edgar, Vero, Cesar, Camila, Alejandro, Meli, José Aurelio, Carlos Eduardo y los que vienen en camino; por siempre llenarme de felicidad con solo una sonrisa.

A todos mis tíos y tías, primos y primas; que de diferentes formas aportaron su granito de arena para ayudarme a lograr esta meta.

Para mis mejores amigas, Ana Karina García y Mónica Centeno, un inmenso gracias para ambas por luchar a mi lado por este logro, por ayudarme en todo, por ser personas especiales conmigo, gracias amigas por tanto esfuerzo y constancia.

Para mi mejor amigo, Santiago Rodríguez, por siempre estar a mi lado apoyándome y ayudándome en todo momento, gracias por tan linda amistad.

Debo agradecerle a mis amigos por tanta ayuda, todos ellos son: Ernesto Rodríguez, Patricia Vallejo, Kendel Campos, Pancho, Eudis Carneiro, Héctor Peña, Grace Cobos, Lean Velásquez, Daniel Salazar, Pedro Salazar, Jadys Calderón, Emilia Omaña, Flia. Centeno, Jeannie Gautreau, Marilu Fente, Maty Salomón, Paola Colmenares, Carlos Torres, José Acuña, Flia. Pimentel, Ricky, Mitsy, Gato, Namo y Rafael.

A mis profesores de la UDO: Nelson Ferreira, Isvelia Avendaño, José Rondon, Ana Blondell, Fidelina Moncada, Oly Guerra, Oswaldo Ochoa, Simón Ruiz, Héctor Silva, Pascual Rodríguez, Hernán Raven, Yraima Salas, Francisco García, Luis Moreno, Arturo Rudolfo, Petra Martínez, Ana Rita Colmenares, Rafael Barrueta, Raúl Miranda, Andrés Rodríguez, Marco Antonio Armas, Yaneis Obando, Estelis Narváez, Maritza Millán, Shirley Marfissi, Anolfi Rodríguez.

Yessenia Zavala.

RESUMEN

Este trabajo tuvo como objetivo principal evaluar el efecto del dióxido de carbono y etano presentes en el producto propano sobre las variables del sistema de refrigeración mecánica de una planta de Fraccionamiento en el Oriente del país, la cual, emplea propano refrigerante para enfriar varios compuestos a la vez (propano, n-butano, i-butano), sin embargo, en el estudio realizado se evaluó sólo la refrigeración del producto propano, por lo que nos vimos en la necesidad de utilizar tanto referencias bibliográficas como datos aportados por la planta de fraccionamiento para estructurar el sistema a evaluar. Se planteó un sistema de refrigeración mecánica para la refrigeración de producto propano, empleando propano como refrigerante, siendo este sistema considerado como caso base para cada una de los análisis posteriores. Seguidamente, se realizaron cuatro perturbaciones al sistema, consideradas como caso A, caso B, caso C y caso D, las cuales consistieron en la alteración de la calidad del producto, disminuyendo en el mismo las concentraciones de dióxido de carbono y etano en un dos por ciento, y aumentando en un dos, cinco y diez por ciento dichas concentraciones. Luego de realizar las perturbaciones al caso base, se alteró la calidad del refrigerante, y de la misma manera anterior, se realizaron las perturbaciones en la calidad del producto. La evaluación se realizó por medio, de la descripción del sistema empleado, estableciendo las propiedades críticas de las variables operacionales del mismo, y la sensibilidad de dichas variables con respecto a la calidad del producto a través de la aplicación del simulador HYSYS versión 3.2; de esta manera, se pudo determinar el efecto que produce en el proceso de refrigeración el aumento o ausencia de dichas impurezas en la corriente, con el fin de definir la eficiencia del sistema de refrigeración y así identificar los límites de tolerancia de estos contaminantes para operar un sistema de refrigeración óptimo. Una vez cumplidos los objetivos específicos planteados, se comprobó que al aumentar la concentración de componentes livianos en un producto a refrigerar, mayor será la cantidad de calor a

retirar de este, el trabajo de compresión de refrigerante, y por consiguiente, el flujo de refrigerante empleado; mientras que la eficiencia del sistema disminuye. También se pudo comprobar que al aumentar la pureza del refrigerante se aumenta la eficiencia del ciclo.

CONTENIDO

RESOLUCIÓN	iv
DEDICATORIA	v
AGRADECIMIENTOS	vi
RESUMEN	x
CONTENIDO	xii
CAPITULO 1	1
INTRODUCCIÓN	1
1.1 Reseña	1
1.2 Planteamiento del problema	2
1.3 objetivos	4
1.3.1 Objetivo General	4
1.3.2 Objetivos Específicos	4
CAPITULO 2	5
MARCO TEÓRICO	5
2.1 Antecedentes	5
2.2 Ubicación geográfica de la planta de fraccionamiento	6
2.3 Generalidades del gas natural	7
2.4 Composición del gas natural	7
2.4.1 Etano	8
2.4.2 Propano	10
2.4.3 Butano	11
2.5 Clasificación del gas natural	12
2.5.1 Gas dulce	12
2.5.2 Gas agrio	13

2.5.3 Gas rico	13
2.5.4 Gas pobre	13
2.5.5 Gas seco	13
2.5.6 Gas húmedo	13
2.5.7 Gas saturado	14
2.6 Gases ácidos	14
2.6.1 Ácido sulfhídrico	14
2.6.2 Dióxido de carbono	14
2.7 Poder calorífico del gas natural	15
2.8 Contenido líquido de un gas	16
2.9 Combustibles obtenidos a partir del gas natural	16
2.9.1 Gas Natural Licuado (GNL)	17
2.9.2 Gas Licuado de Petróleo (GLP)	17
2.9.3 Líquidos del Gas Natural (LGN)	17
2.9.4 Gas propano (propano comercial)	18
2.10 Diagrama de fases (envolvente)	19
2.10.1 Factores que afectan al diagrama de fases	22
2.10.1.1 La composición	22
2.10.1.2 Caracterización de las fracciones pesadas (C ₆ ⁺)	22
2.10.1.3 Efecto de impurezas	22
2.11 Refrigeración	23
2.11.1 Conceptos básicos	23
2.11.1.1 Calor	23
2.11.1.2 Trabajo	23
2.11.1.3 Calores específicos	24
2.11.1.4 Calor sensible	25
2.11.1.5 Calor latente	26
2.11.1.6 Entropía	29
2.11.1.7 Entalpía	30

2.11.1.8 Energía interna.....	31
2.11.2 Principios Básicos.....	32
2.11.3 Refrigeración mecánica	33
2.11.3.1 Principales equipos involucrados en la refrigeración mecánica	
.....	33
2.3.11.1.1 Compresores	33
2.11.3.1.1.1 Compresores centrífugos	34
2.11.3.1.1.2 Descripción del compresor Nuovo Pignone	36
2.11.3.1.2 Condensadores.....	38
2.11.3.1.2.1 Fin-Fan cooler.....	39
2.11.3.1.3 Evaporadores	40
2.11.3.1.3.1 Chillers.....	41
2.11.3.1.4 Válvulas de expansión	44
2.11.3.2 Ciclo de refrigeración mecánica	45
2.11.3.2.1 Fase de Expansión	46
2.11.3.2.2 Fase de Evaporación.....	47
2.11.3.2.3 Fase de Compresión.....	48
2.11.3.2.4 Fase de Condensación	49
2.11.3.2.5 Eficiencia del ciclo	50
2.11.3.3 Refrigerantes.....	50
2.11.3.3.1 Propiedades de los refrigerantes	51
2.11.3.3.2 Refrigerantes más comunes	53
2.11.3.4 Refrigeración por etapas.....	55
2.11.3.4.1 Refrigeración de una sola Etapa	56
2.11.3.4.2 Refrigeración en dos Etapas	56
2.11.3.4.3 Refrigeración en tres Etapas	57
2.11.3.4.4 Configuración del Sistema.....	58
2.12 Área de refrigeración de la planta de fraccionamiento en el oriente del país	59

2.12.1 Descripción general	59
2.12.2 Descripción del sistema de refrigeración.....	62
CAPITULO 3	67
DESARROLLO DEL PROYECTO	67
3.1. Desarrollo	67
3.1.1 Distinción de las variables críticas del proceso de refrigeración mecánica con propano.....	67
3.1.2 Definición de los rangos operacionales de las variables críticas del proceso de refrigeración mecánica.....	67
3.1.3 Estudio de la sensibilidad de las variables operacionales, del sistema de refrigeración mecánica, con respecto a la calidad del producto propano utilizado. Por medio del uso del simulador HYSYS versión 3.2	67
3.1.4 Determinación del efecto que produce en el proceso de refrigeración mecánica un aumento o ausencia de CO ₂ y C ₂ H ₆ en la corriente de propano	71
3.1.5 Análisis de la eficiencia del ciclo de refrigeración mecánica para cada perturbación, por CO ₂ y C ₂ H ₆ , asociada al sistema	72
3.1.6 Identificación de los límites de tolerancia de estos contaminantes para operar un sistema de refrigeración mecánica óptimo.....	72
CAPITULO 4	73
DISCUSIÓN DE RESULTADOS.....	73
4.1. Resultados.....	73
4.1.1 Caso base	73
4.1.2. Caso uno	74
4.1.3 Caso dos.....	74
4.1.4 Comparación de los casos y sus perturbaciones.....	81
4.1.4.1 Potencia de Compresión	81
4.1.4.2 Chillers.....	81
4.1.4.3 Carga de refrigerante	81
4.1.4.4 COP	82

4.1.4.5 Relación molar etano/propano	82
CAPITULO 5	83
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	83
5.1 Conclusiones.....	83
5.2 Recomendaciones	85
BIBLIOGRAFÍA	86
METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO	88

CAPITULO 1

INTRODUCCIÓN

1.1 Reseña

En la actualidad nuestro país se encuentra entre los pocos países con mayores reservas de hidrocarburos en el mundo. Generalmente, el gas natural está asociado al petróleo pero también existen yacimientos donde el principal producto es el gas, a los cuales se les denomina yacimientos gasíferos. Este hidrocarburo está compuesto principalmente por metano, etano, propano, butano y otros productos provenientes del Gas Natural.

Hoy en día el Complejo Criogénico de Oriente es uno de los más renombrados del país y Latinoamérica. Lo integran el Complejo Jusepín y la Planta de Extracción Criogénica de Santa Bárbara ambos en el estado Monagas, la Planta de Extracción de San Joaquín y el Criogénico de Jose en el estado Anzoátegui. En este último, se procesan líquidos de gas natural (LGN), los cual son fraccionados para obtener Propano, Iso Butano, Normal Butano (gas de bombona) y gasolina, siendo el propano (C₃) y el butano (C₄) los componentes de mayor aporte económico en el consumo del mercado interno y exportación.

Estos productos deben manejarse en forma refrigerada, para una mayor obtención de volúmenes de (LGN), lo cual se logra mediante la Refrigeración Mecánica, la cual consiste en la eliminación de calor de una sustancia como resultado de su enfriamiento. El término refrigeración, a menudo se aplica al enfriamiento por debajo de la temperatura ambiente. Las operaciones de refrigeración incluyen un cambio de fase de una sustancia, de modo que sea capaz de sustraer calor, como en la

vaporización del amoníaco o la fusión de hielo. La refrigeración mecánica puede dividirse en dos tipos generales: los sistemas de compresión y los sistemas de absorción. Ambos sistemas determinan que el refrigerante absorba calor a baja temperatura, por vaporización, y que vierta este calor en otro lado, a una temperatura mayor, por condensación. Los sistemas de absorción se emplean, sobre todo, en unidades caseras, pero encuentra aplicación industrial en los casos en que hay disponible vapor de escape económico.

Para el caso particular de esta investigación se hará énfasis en la refrigeración del propano producto proveniente del fraccionamiento del LGN; sin embargo, cabe destacar que intentar el logro de una pureza de 100 % no se justifica económicamente. Por consiguiente, el fluido térmico de trabajo normalmente posee mínimas fracciones de etano, butanos y CO₂. Consideramos etano y CO₂ como impurezas, y se estudiará su impacto en el rendimiento del sistema de refrigeración con propano, haciendo énfasis en la potencia de compresión, la tasa de circulación del refrigerante, y la carga térmica del condensador.

1.2 Planteamiento del problema

Dimensionar un sistema de refrigeración para alcanzar las especificaciones del producto es un trabajo complejo, debido a que requiere una selección precisa de los equipos para la configuración más adecuada del sistema a utilizar, tomando en cuenta, las propiedades físicas y químicas del producto, los costos (inversión y operación), entre otros. Por tal razón, para este trabajo se utilizará el sistema de refrigeración mecánica con propano existente en una Planta de Fraccionamiento en el Oriente del país.

El producto propano del fraccionamiento, por lo general, tiene aproximadamente una pureza del 97% con algunas trazas de etano, dióxido de

carbono, isobutano, n-butano; siendo los dos primeros los que consideremos como impurezas para el caso en estudio.

Como las capacidades caloríficas de una mezcla dependen de la composición de la misma, la cantidad de calor que se le debe retirar para alcanzar la temperatura de especificación de refrigeración varía en función de la composición del producto. Esta variabilidad de composición, por lo tanto, puede afectar el desempeño del sistema, dificultando alcanzar la especificación del producto o generar sobre- cargas en los equipos e incluso deteriorarlos; además puede ocasionar un insuficiente nivel de refrigeración del tanque de almacenamiento de propano, lo que produce situaciones críticas de alto riesgo por variaciones de presión generadas por los vapores no condensados de la mezcla.

Para fijar la carga de refrigerante se deben establecer la carga, temperatura y presión del producto de proceso y las especificaciones finales; y para el coeficiente de eficiencia del ciclo de refrigeración se debe relacionar el efecto refrigerante y el calor de compresión. Por su parte, el trabajo realizado por el compresor dependerá del calor generado en él y la masa de refrigerante empleada.

En este trabajo se realizará la evaluación del efecto del dióxido de carbono y etano contenidos en una corriente de propano, proveniente de una planta de fraccionamiento en el Oriente del país, sobre las variables operacionales del sistema de refrigeración existente. Dicha evaluación se realizará por medio, de la descripción del sistema que se va a emplear, estableciendo las propiedades críticas de las variables operacionales del mismo, y la sensibilidad de dichas variables con respecto a la calidad del producto a través de la aplicación del simulador HYSYS; y poder determinar el efecto que produce en el proceso de refrigeración el aumento o ausencia de dichas impurezas en la corriente, con el fin de definir la eficiencia del sistema de

refrigeración y así identificar los límites de tolerancia de estos contaminantes para operar un sistema de refrigeración óptimo.

1.3 objetivos

1.3.1 Objetivo General

Evaluar el efecto del dióxido de carbono y etano presentes en el producto propano sobre las variables del sistema de refrigeración mecánica de una Planta de Fraccionamiento en el Oriente del país.

1.3.2 Objetivos Específicos

- 1) Distinguir las variables críticas del proceso de refrigeración mecánica con propano.
- 2) Definir los rangos operacionales de las variables críticas del proceso de refrigeración mecánica.
- 3) Estudiar la sensibilidad de las variables operacionales, del sistema de refrigeración mecánica, con respecto a la calidad del producto propano utilizado, por medio del uso del simulador HYSYS versión 3.2.
- 4) Determinar el efecto que produce en el proceso de refrigeración mecánica un aumento o ausencia de CO_2 y C_2H_6 en la corriente de propano.
- 5) Analizar la eficiencia del ciclo de refrigeración mecánica para cada perturbación, por CO_2 y C_2H_6 , asociada al sistema.
- 6) Identificar los límites de tolerancia de estos contaminantes para operar un sistema de refrigeración mecánica óptimo.

CAPITULO 2

MARCO TEÓRICO

2.1 Antecedentes

Dr. Moshfeghian, M. (2008). En esta investigación se demostró el efecto de las impurezas presentes en el fluido térmico sobre el rendimiento de un ciclo sencillo de refrigeración mecánica con propano, así como uno de dos etapas con un separador economizador. Se analizó el efecto sobre la potencia de compresión, el caudal de circulación de propano, y la carga térmica del condensador.

Se usó el propano puro como fluido térmico, éste presenta pequeñas trazas de impurezas tales como el etano y los butanos, ya que una pureza de 100 % de propano es impráctico bajo consideraciones económicas. También, se asumió una eficiencia isoentrópica de 75 % para todos los casos. Para el separador economizador, se aplicó la presión entre etapa optimizada, lo cual redujo la potencia total de compresión requerida. En este estudio todos los ejemplos fueron arrojados aplicando lo disponible en el sistema HYSYS software (2).

Para el análisis del impacto de las impurezas (C_2 , $i-C_4$ y $n-C_4$) sobre el sistema de refrigeración, se estudiaron 11 casos, fijando como caso base una concentración de propano de 100 % y los casos restantes se basó en la variación de los porcentajes de las impurezas, aumentando en 1 % la concentración de C_2 , progresivamente, hasta el caso 6 y en 0,5 % $i-C_4$ y de igual manera para $n-C_4$ desde el caso 7 hasta el caso 11.

De acuerdo a los resultados obtenidos, se concluyó que el etano tuvo poco efecto sobre la tasa de circulación, en discordancia con el impacto de los butanos. El aumento de las impurezas de butanos causó una disminución en la tasa de circulación. Los butanos no representaron mayor impacto sobre las cargas de condensación, y compresión. Sin embargo, la presencia de etano aumentó la carga térmica del condensador, y el compresor. El impacto de las impurezas sobre el comportamiento del separador economizador fue menos pronunciado que el del ciclo sencillo de refrigeración. [1]

2.2 Ubicación geográfica de la planta de fraccionamiento

La planta de Fraccionamiento de la cual se están tomando los datos de alimentación de propano producto y propano refrigerante para la realización de este proyecto, se encuentra ubicada en la Costa entre Puerto Píritu y Barcelona en la zona norte del estado Anzoátegui, en la autopista Rómulo Betancourt, tramo Puerto Píritu-Barcelona.



Figura 2.1. Ubicación geográfica de La Planta de Fraccionamiento

2.3 Generalidades del gas natural

El gas natural es una mezcla en proporciones variables de compuestos gaseosos que pueden ser orgánicos e inorgánicos.

En la actualidad el gas natural constituye un recurso fundamental para nuestro país. Por lo tanto, se hace necesario impartir una preparación adecuada al personal que ha de tener responsabilidades de manejar este recurso.

En el gas natural, más del 90% en porcentaje molar, es ocupado por los compuestos orgánicos de tipo parafínico. Entre éstos se pueden nombrar los siguientes: Metano, Etano, Propano, Normal Butano, Iso-Butano, Normal Pentano, Iso-Pentano, Hexanos y C_7^+ , cuyas concentraciones individuales son muy pequeñas. Por esta razón, no se justifica la identificación en el laboratorio de los integrantes del compuesto C_7^+ .

A condiciones ambientales los componentes del gas natural: Metano, Etano, Propano, Normal Butano e Iso-Butano son gases, y el resto de los componentes son líquidos. Físicamente, todos los componentes del gas natural son incoloros e insípidos. Además son buenos combustibles, ya que al reaccionar con el oxígeno generan abundante calor.

2.4 Composición del gas natural

En la tabla 2.1, se indica los componentes que pueden estar presentes en el gas natural, su fórmula química, el nombre con el que se conoce cada compuesto y la variación porcentual en la que se pueden encontrar. ^[2]

Tabla 2.1. Componentes del gas natural con sus respectivas proporciones molares. ^[2]

COMPONENTES	CONOCIDOS	SÍMBOLO	% MOLAR
METANO	C ₁	CH ₄	55.00 – 98.00
ETANO	C ₂	C ₂ H ₆	0.10 – 20.00
PROPANO	C ₃	C ₃ H ₈	0.05 – 12.00
N-BUTANO	n-C ₄	C ₄ H ₁₀	0.05 – 3.00
ISO-BUTANO	i-C ₄	C ₄ H ₁₀	0.02 – 2.00
N-PENTANO	n-C ₅	C ₅ H ₁₂	0.01 - 0.80
ISO-PENTANO	i-C ₅	C ₅ H ₁₂	0.01 - 0.80
HEXANO	C ₆	C ₆ H ₁₄	0.01 – 0.50
HEPTANO	C ₇	C ₇ H ₁₆	0.10 – 0.40
NITRÓGENO	N ₂	N ₂	0.10 – 0.50
DIÓXIDO DE CARBONO	CO ₂	CO ₂	0.20 – 30.00
OXÍGENO	O ₂	O ₂	0.09 – 0.30
SULFURO DE HIDRÓGENO	H ₂ S	H ₂ S	TRAZAS – 28.00
HELIO	He	He	TRAZAS – 4.00

2.4.1 Etano

Gas que en su estado natural es incoloro, inodoro e insípido, ligeramente más pesado que el aire. Su temperatura de condensación a presión normal es de -88.6° C. Sus límites de explosividad inferior y superior en el aire son 2.9 y 13.0 por ciento en

volumen. Es el segundo miembro de la serie de las parafinas o alcanos. Su fórmula condensada es C_2H_6 . Se obtiene por fraccionamiento de los líquidos del gas natural. Se usa como materia prima para la fabricación de etileno. ^[3]

Tabla 2.2. Principales propiedades del etano (C₂). ^[4]

Fórmula química	C ₂ H ₆
Peso molecular (Lb/mol)	30.07
Punto de ebullición (°F y 14.696 psia)	-127.48
Punto de enfriamiento (°F y 14.696 psia)	-297.6
Índice refractivo (<i>n_D</i>)	1.21403
Presión crítica (psia)	707.8
Temperatura crítica (°F)	90.07
Volumen específico (ft ³ /Lb)	0.0783
Gravedad específica	0.35619
Factor Z (°F y 14.696 psia)	0.9919
Gravedad específica (aire= 1)	1.0382
C _p (14.696 psia y 60°F, Btu/(Lb* °F))	0.40782
C _p líquido (.696 psia y 60°F, Btu/(Lb* °F))	0.97225
Calor de vaporización (14.696 psia, punto de ebullición) (Btu/Lb)	211.14
Aire requerido para combustión de gas ideal (ft ³ de aire/ft ³ de gas)	16.710
Límite de flamabilidad, % en volumen en una mezcla de aire	Bajo: 2.9 Alto: 13

2.4.2 Propano

Gas que cuando puro es incoloro e inodoro, más pesado que el aire. Su temperatura de condensación a la presión atmosférica normal es -42.5° C. Es el tercer miembro de la serie de parafinas o alcanos; su fórmula condensada es C₃H₈. Se obtiene por fraccionamiento de los líquidos del gas natural, de los condensados y de varios procesos de refinación, tales como la destilación atmosférica del petróleo crudo, la desintegración catalítica y la reformación de naftas. A 37.8° C de temperatura se licua a 12.9 atmósferas de presión). ^[3]

Tabla 2.3. Principales propiedades del propano (C₃). ^[4]

Fórmula química	C ₃ H ₈
Peso molecular (Lb/mol)	44.097
Punto de ebullición (°F y 14.696 psia)	-43.73
Presión de vapor (psia y 100 °F)	188.86
Punto de enfriamiento (°F y 14.696 psia)	-305.72
Índice refractivo (<i>n_D</i>)	1.29480
Presión crítica (psia)	615.0
Temperatura crítica (°F)	205.92
Volumen específico (ft ³ /Lb)	0.0727
Gravedad específica	0.50698
Factor Z (°F y 14.696 psia)	0.9825
Gravedad específica (aire= 1)	1.5226
C _p (14.696 psia y 60°F, Btu/(Lb* °F))	0.38852
C _p líquido (.696 psia y 60°F, Btu/(Lb* °F))	0.61996
Calor de vaporización (14.696 psia, punto de ebullición) (Btu/Lb)	183.01
Aire requerido para combustión de gas ideal (ft ³ de aire/ft ³ de gas)	23.871
Límite de flamabilidad, % en volumen en una mezcla de aire	Bajo: 2.0 Alto: 9.5

2.4.3 Butano

Gas que cuando es puro es incoloro e inodoro, más pesado que el aire; su temperatura de ebullición a la presión atmosférica normal es -0.5° C; sus límites inferior y superior de explosividad en el aire son 2.1 por ciento y 9.5 por ciento, respectivamente. Es el cuarto miembro de la serie de parafinas o alcanos; su fórmula condensada es C₄H₁₀. Al igual que el propano, se obtiene por fraccionamiento de los líquidos del gas natural, de los condensados y de algunos procesos de refinación, como la destilación atmosférica del petróleo crudo, la desintegración catalítica y la reformación de naftas. Se licua fácilmente a la temperatura ambiente (a 37.8° C de temperatura se licua a 3.51 atmósferas de presión), por lo cual en su estado líquido se vaporiza fácilmente. ^[3]

Tabla 2.4. Principales propiedades del butano (C₄). [4]

	i-C ₄	n-C ₄
Fórmula química	C ₄ H ₁₀	C ₄ H ₁₀
Peso molecular (Lb/mol)	58.123	58.123
Punto de ebullición (°F y 14.696 psia)	10.78	31.08
Presión de vapor (psia y 100 °F)	75.598	51.719
Punto de enfriamiento (°F y 14.696 psia)	-255.96	-217.03
Índice refractivo (<i>n_D</i>)	1.3251	1.33631
Presión crítica (psia)	527.9	548.8
Temperatura crítica (°F)	274.41	305.51
Volumen específico (ft ³ /Lb)	0.0714	0.0703
Gravedad específica	0.56286	0.88402
Factor Z (°F y 14.696 psia)	0.9711	0.9667
Gravedad específica (aire= 1)	2.0068	2.0068
C _p (14.696 psia y 60°F, Btu/(Lb* °F))	0.38669	0.39499
C _p líquido (.696 psia y 60°F, Btu/(Lb* °F))	0.57066	0.57272
Calor de vaporización (14.696 psia, punto de ebullición) (Btu/Lb)	157.23	165.61
Aire requerido para combustión de gas ideal (ft ³ de aire/ft ³ de gas)	31.032	31.032
Límite de flamabilidad, % en volumen en una mezcla de aire	Bajo: 1.8 Bajo: 1.5	Alto: 8.5 Alto: 9.0

2.5 Clasificación del gas natural

Según su contenido el gas se puede clasificar de la siguiente manera:

2.5.1 Gas dulce

Es aquel que contiene cantidades de sulfuro de hidrogeno (H₂S), menores a 4 ppm. La GPSA, asociación procesadora y proveedora de gas, define un gas apto para ser transportado y comercializado a aquel gas que contiene menos de 4 ppm de H₂S; menos de 3.0 % de CO₂ y no más de 6 – 7 libras de agua por millones de pies cúbicos en condiciones normales (PCN).

2.5.2 Gas agrio

Es aquel que contiene impurezas ácidas, cantidades apreciables de sulfuro de hidrogeno (H_2S), dióxido de carbono (CO_2) y otros componentes ácidos (COS , CS_2 , mercaptanos, etc.), razón por la cual se vuelve corrosivo en presencia de agua libre.

2.5.3 Gas rico

Es un gas natural del cual se pueden obtener cantidades apreciables de hidrocarburos líquidos C_3^+ , aproximadamente de 3 GPM (galones por mil pies cúbicos de gas en condiciones normales). Posee alto poder calorífico.

2.5.4 Gas pobre

Es un gas que prácticamente está formado por metano (C_1) y etano (C_2). Generalmente la composición de metano está por encima del 85 % y por lo tanto, tiene bajo poder calorífico.

2.5.5 Gas seco

La GPSA acepta este término aplicado a un gas cuyo contenido de agua ha sido reducido mediante un proceso de deshidratación. Comúnmente, gas natural con un contenido muy bajo de componentes condensables, que no tiene hidrocarburos licuables. A pesar de que es muy frecuente hablar de gas seco al referirse a aquel que no tiene agua, el concepto verdadero lo describe como un fluido sin componentes pesados de hidrocarburos que se pueden licuar.

2.5.6 Gas húmedo

Es un gas natural que contiene hidrocarburos pesados en forma de neblina (líquido).

2.5.7 Gas saturado

Es un gas natural que contiene el máximo de vapor de agua que puede absorber a una determinada presión y temperatura. [2]

2.6 Gases ácidos

Al H_2S y al CO_2 , se les denomina gases ácidos del gas natural. En muchos campos de donde es extraído el gas natural, la presencia de estos compuestos es elevada, los cuales le dan la denominación de “amargo”.

2.6.1 Ácido sulfhídrico

El ácido sulfhídrico, también conocido como sulfuro de hidrógeno, tiene la característica de tener un desagradable olor y ser muy tóxico. Cuando es separado del gas natural mediante el proceso de endulzamiento, es enviado a plantas recuperadoras de azufre en donde es vendido en forma líquida para sus diversos usos industriales.

2.6.2 Dióxido de carbono

El dióxido de carbono, es un gas incoloro e inodoro, que a concentraciones bajas no es tóxico, pero en concentraciones elevadas, incrementa la frecuencia respiratoria y puede llegar a producir sofocación. Se puede licuar fácilmente por compresión a $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ y 36 atm, sin embargo, cuando se enfría a presión atmosférica, se condensa como sólido en lugar de hacerlo como líquido. Es soluble en agua y la

solución resultante puede ser ácida como resultado de la formación de ácido carbonilo, he aquí la propiedad corrosiva que el CO₂ presenta en presencia de agua. [5]

2.7 Poder calorífico del gas natural

Una de las características del gas natural es su poder calorífico, el cual se determina por análisis de laboratorio, utilizando uno de los varios tipos de calorímetros disponibles. Además, el poder calorífico del gas se considera para determinar su calidad como combustible y, por ende, su precio.

$$\text{Poder calorífico del gas} = \frac{\text{Aumento de temp.del agua-peso del gas}}{\text{Volumen del gas consumido y corregido}} \quad (\text{Ec. 2.1})$$

La corrección indicada se aplica a la combustión del gas, ya que la presencia de agua en el gas será fuente de transferencia de calor adicional al agua que es sometida al incremento de temperatura en el calorímetro. En el sistema angloamericano, al poder calorífico del gas se le llama Unidad Térmica Británica (BTU) y se define como la cantidad de calor requerida para aumentar la temperatura de 1 libra (453,592 gramos) de agua a un grado Fahrenheit hasta la temperatura de su máxima densidad que es 39,2 °F. Un BTU es, aproximadamente, igual a 0,252 kilocalorías.

El gas natural puede tener de 8.000 a 11.115 kilocalorías/metro cúbico, lo que equivale a 900 y 1.250 BTU/pie cúbico, respectivamente. El petróleo crudo tiene poder calorífico que va de 8.500 a 11.350 calorías por gramos o 15.350 a 22.000 BTU por libra. Así que, por medio del poder calorífico del gas natural en general o de sus componentes en particular, y el poder calorífico de los crudos, es posible hacer cálculos que permiten determinar que tantos metros cúbicos o pies cúbicos de gas equivalen a un metro cúbico o barriles de petróleo. Este tipo de equivalencia es de

referencia común en la industria. Específicamente, el precio que se le asigna a determinado gas se basa en una unidad de volumen: metro cúbico o pie cúbico. Sin embargo, como los volúmenes de entrega por lo general son muy grandes se opta por el millar de metros o pies cúbicos. También se emplea el poder calorífico, expresado en millones de calorías o de BTU. En el caso de gases licuados, en vez del volumen o del poder calorífico, se hace referencia al peso en kilos o libras. [6]

2.8 Contenido líquido de un gas

También se conoce con el nombre de “riqueza de un gas”. Se define como el número de galones de líquido que pueden obtenerse de 1000 pies cúbicos normales de gas natural. Se expresa generalmente con las letras GPM. Es un factor muy usado y conocido principalmente en problemas relacionados con plantas de extracción de líquidos del gas natural. Debido a que solo el propano y compuestos más pesados, pueden en la práctica recuperarse como líquidos, el metano y etano no se consideran al calcular el contenido de líquido (GPM) del gas natural.

$$GPM = \sum_{i=3}^n \left(\frac{1000 \cdot Y_i \cdot \rho_i}{379,6} \right) \quad (\text{Ec. 2.2})$$

Donde:

Y_i : fracción molar del componente i .

ρ_i : densidad del componente i .

2.9 Combustibles obtenidos a partir del gas natural

De acuerdo a la composición del gas natural se definen los siguientes términos, comenzando desde el más liviano al más pesado: Gas Natural Licuado (GNL), Gas Licuado de Petróleo (GLP), Líquidos del Gas Natural (LGN).

2.9.1 Gas Natural Licuado (GNL)

El gas natural licuado está compuesto básicamente por metano, el cual es sometido a procesos criogénicos con la finalidad de bajar su temperatura hasta -161 °C para licuarlo y así, reducir su volumen en una relación 600:1 entre el volumen que ocupa en estado gaseoso y el ocupado en forma líquida, para poder transportarlo en grandes cantidades hacia centros de consumo, utilizando buques cisternas metaneros, diseñados para tal fin.

2.9.2 Gas Licuado de Petróleo (GLP)

El gas licuado de petróleo es una mezcla, en proporción variable, de dos componentes del gas natural, propano y butanos, que a temperatura ambiente y presión atmosférica se encuentran en estado gaseoso, estos se pueden licuar a esa presión si se enfrían hasta -43 °C.^[1]

2.9.3 Líquidos del Gas Natural (LGN)

Los componentes que son separados de las impurezas y del metano en forma líquida, es decir, una mezcla de propano e hidrocarburos más pesados se conocen como líquidos del gas natural (LGN), que se utilizan como combustibles y materia prima, siendo esta última usada principalmente por la Industria Petroquímica.^[2]

Tabla 2.5. Especificaciones de Gas Licuado de Petróleo. ^[4]

Características del Producto	Designación del Producto			
	Propano Comercial	Butano Comercial	B-P Mezclas Comercial	Propano H-D-5
Composición	Predomina Propano y/o Propileno	Predomina Butanos y/o Butilenos	Predomina mezclas de butanos y/o butilenos con propano y/o propileno	volumen de líquido de propano no menos de 90%; volumen de líquido de propileno no más de 5%.
Presión de vapor a 100 ° F, psig, máx. a 37,8 ° C, máx kPa (GA),.	208 1434	70 483	208 1434	208 1434
Residuos volátiles: La temp de evaporación en un 95%, ° F, máx. El butano y más pesado, máximo porcentaje de volumen de líquido.	-37	36	36	-37
Pentano y más pesado, máximo porcentaje de volumen de líquido.	2.5	—	—	2.5
Total de Azufre, ppm	185	140	140	123

2.9.4 Gas propano (propano comercial)

Es un gas licuado de petróleo cuyo componente principal es el Propano. Se le comercializa a granel a través de camiones cisternas, especialmente construidos para esta actividad.

Su poder calorífico superior es de 12.000 Kcal/kg aproximadamente, y su composición típica es: ^[16]

Tabla 2.6. Composición del gas propano. ^[16]

COMPONENTE	SÍMBOLO	% MOLAR
PROPANO	C ₃ H ₈	85
BUTANO	C ₄ H ₁₀	14
ETANO	C ₂ H ₆	1
	TOTAL	100

2.10 Diagrama de fases (envolvente)

El gas natural es una mezcla de hidrocarburos de composición compleja y su estado va a depender de la composición de las condiciones de presión y temperatura a la cual se encuentra. Para poder analizar su comportamiento, es necesario realizar un estudio de fases. El objetivo de este estudio es llegar a predecir las cantidades y composiciones de las fases en equilibrio a cualquier condición de presión y temperatura, para poder así evaluar las propiedades físicas del gas natural.

Para una mezcla multicomponente, el diagrama de fases va a depender de la temperatura, la presión, el volumen y la composición. En la figura 2.2, se ilustra un diagrama P – T típico para un gas natural de una composición determinada, donde solo se muestran las fases de líquido y gas.

En el diagrama P – T de una mezcla multicomponente, las curvas de rocío y de burbuja ya no coinciden, sino que forman una línea envolvente que encierra a la región bifásica (a diferencia del diagrama de un componente puro, donde forman una sola línea). El diagrama está presentado para una composición dada, una composición diferente en el sistema hace que la forma y posición del diagrama se modifique. Las curvas dentro de la región bifásica representan líneas de calidad constante. Parten del punto crítico C y son esencialmente paralelas a las curvas de rocío (representa el 100% de vapor) y de burbuja (representa el 0% de vapor).

La línea NI representa un proceso típico de transporte de gas en una tubería, desde que sale de la fuente (esta puede ser una planta compresora o una estación de flujo) hasta que llega al sumidero (puede ser una planta de procesamiento de gas).

El punto P llamado cricondenbárico, para un sistema multicomponente, es la presión más alta a la cual pueden coexistir en equilibrio las fases líquido y vapor, y el punto M llamado cricondentérmico, es la temperatura más alta a la cual pueden coexistir en equilibrio las fases líquido y vapor.

A medida que el gas fluye a lo largo de la tubería, sufre una caída de presión debido a la fricción, cambio de elevación y a la aceleración. Al mismo tiempo, el gas puede incrementar o bajar su temperatura, dependiendo si está más frío ó más caliente que el ambiente que lo rodea, también puede enfriarse por el efecto Joule – Thompson.

En el proceso de explotación de un yacimiento de gas condensado, el gas puede sufrir condensación retrógrada (debido a una disminución de presión), esta mezcla de hidrocarburos se encuentra en el yacimiento naturalmente a una temperatura entre la crítica y la cricondentérmica como se observa en la isoterma (ABDE).

A la presión del punto A, la mezcla se encuentra en fase gaseosa y al disminuir la presión isotérmicamente se alcanza el punto de rocío B dentro del área rayada, la declinación de la presión produce condensación de una parte de la mezcla, a este fenómeno se le llama condensación retrógrada isotérmica, a diferencia de la condensación isotérmica normal la cual ocurre por un aumento de presión. Una mayor reducción de presión permite a las moléculas de componentes pesados su normal vaporización hasta alcanzar nuevamente el punto de rocío E. [2]

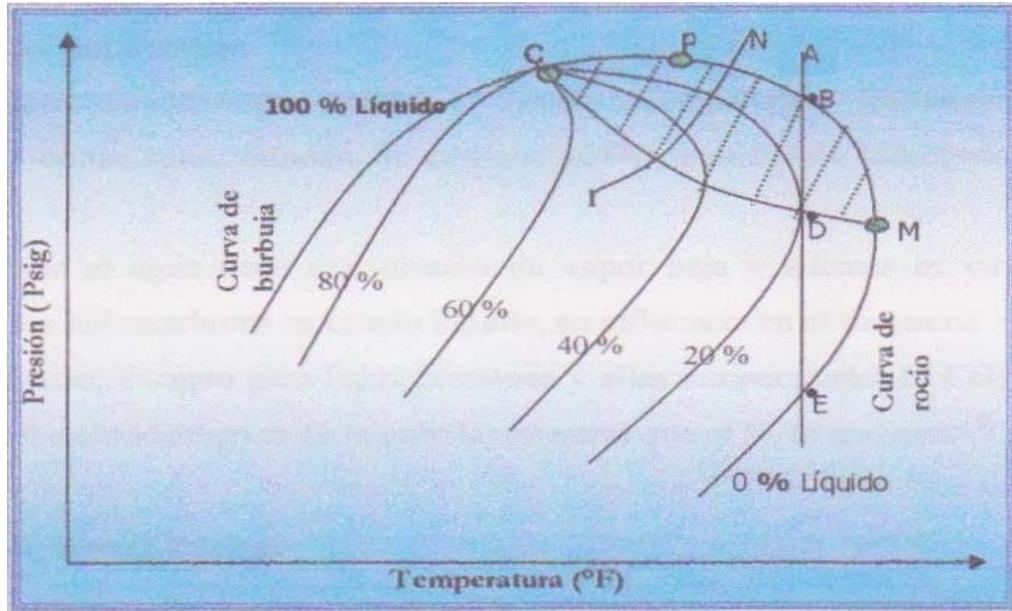


Figura 2.2. Diagrama de fases para un gas natural. [2]

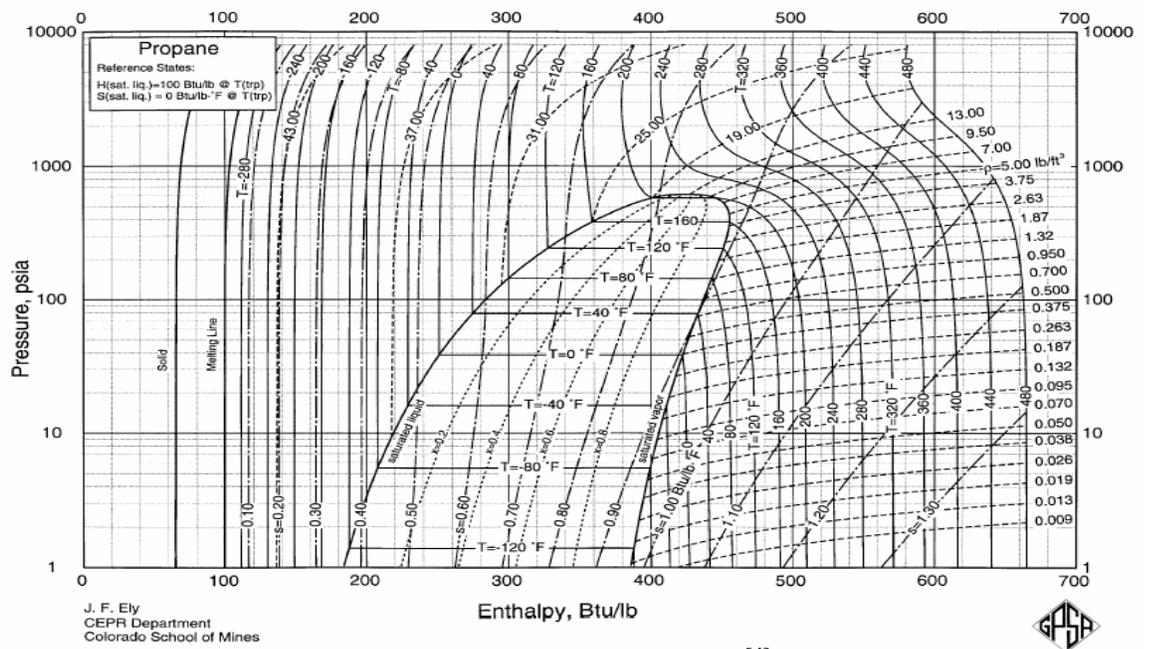


Figura 2.3. Diagrama P-H del propano. [4]

2.10.1 Factores que afectan al diagrama de fases

2.10.1.1 La composición

A medida que aumentan las fracciones pesadas en el gas natural, el diagrama se correrá más hacia la derecha, lo cual implica que la temperatura de rocío aumenta.

2.10.1.2 Caracterización de las fracciones pesadas (C_6^+)

La caracterización de las fracciones pesadas muestra el efecto de éstas en la forma del diagrama de fases. Mientras la caracterización tienda más a las fracciones pesadas como el C_8 o el C_{10} , se obtiene que el punto cricondenbárico está a una presión mayor, y que la curva de rocío está más inclinada hacia la derecha, el efecto sobre la curva de burbuja es menos apreciable.

Es recomendable tener los análisis extendidos hasta las fracciones pesadas (C_9^+ por lo menos) cuando se realizan estudios sobre condensación de líquidos en gasoductos, esto debido a la sensibilidad de la curva de rocío con respecto a la variación de las fracciones pesadas. En caso contrario se debe recurrir a los métodos predictivos de caracterización de fracciones pesadas.

2.10.1.3 Efecto de impurezas

Los hidrocarburos cuando son extraídos, vienen acompañados frecuentemente de impurezas tales como agua (H_2O), sulfuro de hidrógeno (H_2S) y nitrógeno (N_2).

Debido a que el agua tiene una presión de vapor baja y además es virtualmente inmisible con los hidrocarburos en estado líquido, su influencia en el diagrama de fases es poco significativa, excepto a bajas presiones y altas temperaturas. El CO_2 y el H_2S tienden a bajar el cricondenbárico de la mezcla y el N_2 tiende a aumentarlo. ^[2]

2.11 Refrigeración

Los sistemas de refrigeración son usuales en la industria de procesamiento del Gas Natural y los procesos relacionados con refinación de petróleo, industrias químicas y petroquímicas. Algunas aplicaciones para refrigeración incluyen recobro de LGN, recobro de GLP, control del punto de rocío de los hidrocarburos, condensación de reflujo para fracciones de hidrocarburos livianos, y plantas de GNL. [4]

2.11.1 Conceptos básicos

2.11.1.1 Calor

El calor se define como la forma de energía que se transfiere entre dos sistemas (o un sistema y sus alrededores) debido a una diferencia de temperatura. Una interacción de energía es calor si solo ocurre debido a una diferencia de temperatura. De ello se deduce que no hay ninguna transferencia de calor entre dos sistemas que se encuentran a la misma temperatura. El calor tiene unidades de energía, siendo el KJ (o BTU) una de las más comunes.

$$Q = \Delta E \text{ cuando } W = 0$$

(Ec. 2.3)

Donde:

Q: Calor, (BTU/h).

W: Trabajo, (BTU/h).

ΔE : Diferencial de energía, (BTU/h).

2.11.1.2 Trabajo

Es una transferencia de energía asociada con una fuerza que actúa a lo largo de una distancia. La elevación de un embolo, un eje girando y un alambre eléctrico que cruzan las fronteras del sistema son casos asociados con interacciones de trabajo. El trabajo es también una forma de energía como el calor y en consecuencia tiene unidades de energía como KJ.

$$-W = \Delta E \text{ cuando } Q=0 \quad (\text{Ec. 2.4})$$

Debido a lo mencionado anteriormente el principio de la conservación de la energía para un sistema cerrado se expresa de la siguiente manera:

$$Q - W = \Delta E \quad (\text{Ec. 2.5})$$

2.11.1.3 Calores específicos

Se define como la energía requerida para elevar la temperatura de una masa unitaria de una sustancia en un grado. En la termodinámica interesan dos tipos de calores específicos, C_v y C_p . El calor específico a volumen constante, C_v , puede considerarse como la energía requerida para aumentar la temperatura de una masa unitaria de una sustancia en un grado, cuando el volumen se mantiene constante. La energía requerida para hacer lo mismo cuando la presión se mantiene constante, es el calor específico a presión constante C_p . El calor específico a presión constante siempre es mayor que C_v , debido a que a presión constante el sistema se expande y la energía para este trabajo de expansión también debe suministrarse al sistema.

Los calores específicos son expresados en términos de otras propiedades termodinámicas, entonces, consideremos un sistema cerrado estacionario sometido a un proceso a volumen constante ($W_b=0$). La relación de la primera ley para este proceso se expresa en la forma diferencial como:

$$\delta_q - \delta_{W_{\text{otro}}} = du \quad \text{(Ec. 2.6)}$$

Donde du representa la variación en la energía interna del sistema. El lado izquierdo de la ecuación ($\delta_q - \delta_{W_{\text{otro}}}$) representa la cantidad de energía transferida en forma de calor y/o trabajo de la definición de C_v , esta energía debe ser igual a $C_v dT$ donde dT , es el cambio diferencial en la temperatura y se tiene que:

$$C_v = \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_v \quad \text{(Ec. 2.7)}$$

De modo similar es posible obtener una expresión para el calor específico a presión constante C_p , si se considera un proceso a presión constante ($W_b + \Delta u = \Delta h$).^[7] Esto produce:

$$C_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p \quad \text{(Ec. 2.8)}$$

2.11.1.4 Calor sensible

$$\Delta h = \int_1^2 C_p dT + \int_1^2 \left[V - T \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_p \right] dP \quad \text{(Ec. 2.9)}$$

La siguiente ecuación expresa el cambio de entalpia, para un fluido donde no ocurre cambio de fase entre los puntos (1) y (2). No es conveniente resolver el segundo término de esta ecuación manualmente. Sin embargo, es trivial o cero para los siguientes casos:

- Gases ideales
- Presión constante, $dP=0$
- Líquidos considerados como incompresibles

Para estos tres casos, la entalpia es una función matemática dependiente solamente de la temperatura y se expresa de la siguiente manera

$$C_p = A + BT + CT^2 \quad (\text{Ec. 2.10})$$

Donde:

A, B y C, son constantes que dependen de la composición del sistema y T, es la temperatura absoluta

2.11.1.5 Calor latente

El calor latente es la cantidad de energía (entalpia), para cambiar de la fase de estado líquido a estado de vapor. Debe suministrarse energía para vaporizar, la cual es liberada en la condensación.

Si se utiliza calor específico en un proceso que involucra un cambio de fase, el cálculo se divide en dos pasos: 1) calcular el calor sensible debido al cambio en la presión y temperatura y 2) determinar el cambio de calor latente. La variación de entalpia total (Δh), es la suma de estos dos. Si Δh se obtiene restando las entalpias de líquido y vapor, los efectos del cambio de fases se incluyen automáticamente.

Se puede calcular calor latente para sustancias puras de la tabla o figura para las sustancias involucradas mediante la sustracción de los valores de entalpia para líquido y vapor saturado. Cuando no hay disponibilidad de tablas o figuras para estos cálculos, se utiliza la siguiente ecuación.

$$\frac{dP}{dT} = A \left[\frac{\Delta h_L}{T(V_g - V_L)} \right] \quad (\text{Ec. 2.11})$$

Donde:

P: presión, (psia)

T: temperatura, (°R)

Δh_L : calor latente, (BTU/lb)

V_g : volumen específico del vapor, (pie³/lb)

V_L : volumen específico del líquido, (pie³/lb)

A: ctte. de correlación, 5,40

(Si “V” esta en términos de cm³/g, A = 1000)

El término V_g generalmente es mucho más grande que V_L , por lo tanto este se puede ignorar y así se obtiene:

$$\frac{dP}{dT} = A \left[\frac{(\Delta h_L)(\rho_g)}{T} \right] \quad (\text{Ec. 2.12})$$

El valor de (dP/dT) se puede obtener de la curva de presión de vapor, este valor se encuentra al obtener una pendiente $(\Delta P/\Delta T)$ en la región de T.

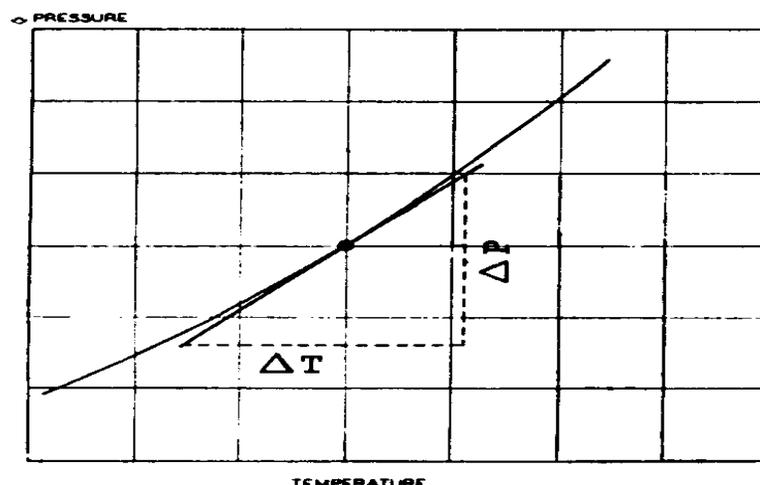


Figura 2.4. Curva de presión de vapor. [8]

La siguiente es una correlación basada en el peso molecular de un fluido, su gravedad API y su punto de ebullición promedio. Dos de estos tres fijan el calor latente; el uso de los dos primeros se recomienda cuando se dispone de la siguiente figura 2.5.

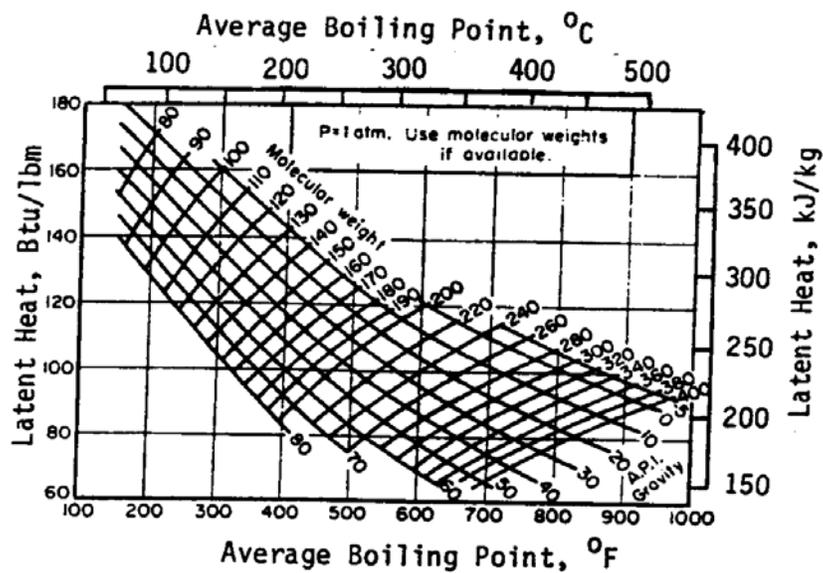


Figura 2.5. Correlación para determinar calor latente de una mezcla. [8]

El calor latente que se muestra es a la presión atmosférica, el cual disminuirá con un incremento de la presión. Lo que sigue es la corrección de presión adecuada para el uso de esta correlación:

Disminución del calor latente de 17 Kj/Kg para cada incremento de 1.0 Mpa por encima de la presión atmosférica [incremento de 5 Btu/lbm por 100 psi].

Se puede usar la figura (arriba) con la siguiente ecuación:

$$C_{pa} = 2.96 - 1.34\gamma + T(0.00620 - 0.00234\gamma) \quad (\text{Ec. 2.13})$$

Para determinar la carga de calor en un calentador, donde ocurre vaporización parcial de líquido.

El calor latente de algunas mezclas se puede obtener del apéndice 8A del Campbell. Se busca la entalpia de vapor a una presión y temperatura dada, restando la entalpia de líquido a la misma temperatura.

Las siguientes ecuaciones representan otra correlación para el calor latente de mezclas de hidrocarburos a la presión atmosférica o cercana a ella.

$$\text{Sistema métrico: } \Delta h_L = (4.19)(T/M)[8.75+4.75*\log(T)] \quad (\text{Ec. 2.14})$$

$$\text{Sistema inglés: } \Delta h_L = (T/M)(7.58+4.57*\log(T)) \quad (\text{Ec. 2.15})$$

Donde:

T: punto de burbujeo promedio, (°R)

Δh_L : calor latente, (BTU/lb)

M: peso molecular. ^[8]

2.11.1.6 Entropía

Es una medida del desorden molecular de un sistema, conforme un sistema se vuelve más desordenado, las posiciones de las moléculas son menos predecibles y aumenta la entropía, la entropía de una sustancia en fase solida es menor que la de una sustancia en fase gaseosa. La entropía describe lo irreversible de los sistemas termodinámicos. En termodinámica, la entropía (simbolizada como S) es la magnitud física que mide la parte de la energía que no puede utilizarse para producir trabajo.

La entropía se define como:

$$dS = \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{\text{int rev}} \quad (\text{Kj/K}) \quad (\text{Ec. 2.16})$$

Esta es una propiedad extensiva de un sistema y algunas veces se le conoce como entropía total. La entropía por unidad de masa, es una propiedad intensiva y se mide con la unidad (Kj/ (Kg*K)). El termino entropía se refiere a la entropía total y a la entropía por unidad de masa, ya que el contexto clarifica a cuál de ellas se hace referencia. En cambio, la entropía de un sistema durante un proceso se determina al integrar la ecuación 2.16, entre los estados inicial y final:

$$\Delta S = S_2 - S_1 = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{\text{int rev}} \quad (\text{Kj/K}) \quad (\text{Ec. 2.17})$$

2.11.1.7 Entalpía

Es una magnitud de termodinámica simbolizada con la letra H, la variación de entalpía expresa una medida de la cantidad de energía absorbida o cedida por un sistema termodinámico o, lo que es lo mismo, la cantidad de energía que tal sistema puede intercambiar con su entorno.

La entalpía se define mediante la siguiente fórmula:

$$H = U + PV \quad (\text{Ec. 2.18})$$

Donde:

H: entalpía (J).

U: energía interna (J).

P: presión del sistema (Pa).

V: volumen del sistema (m³).

2.11.1.8 Energía interna

Es el resultado de la energía cinética de las moléculas o átomos que lo constituyen, de su energía de rotación y vibración, además de la energía potencial intermolecular debida a las fuerzas de tipo gravitatoria, electromagnética y nuclear, que constituyen conjuntamente las interacciones fundamentales.

En termodinámica se deduce la existencia de una ecuación de la forma:

$$U = U(S, V, N) \quad \text{(Ec. 2.19)}$$

Esta ecuación es conocida como ecuación fundamental en representación de energías. La importancia de la misma radica en que concentra en una sola ecuación toda la información termodinámica de un sistema. La obtención de resultados concretos a partir de la misma se convierte entonces en un proceso sistemático.

Si calculamos su diferencial:

$$dU = \left(\frac{\partial U}{\partial S} \right) dS + \left(\frac{\partial U}{\partial V} \right) dV + \left(\frac{\partial U}{\partial N} \right) dN \quad \text{(Ec. 2.20)}$$

Se definen sus derivadas parciales:

- La temperatura $T = \frac{\partial U}{\partial S}$
- La presión $P = \frac{\partial U}{\partial V}$
- El potencial químico $\mu = \frac{\partial U}{\partial N}$

Como T, P y μ son derivadas parciales de U, serán funciones de las mismas variables que U:

$$T = T(S, V, N) \quad P = P(S, V, N) \quad \mu = \mu(S, V, N)$$

Estas relaciones reciben el nombre de ecuaciones de estado. ^[7]

2.11.2 Principios Básicos

La refrigeración se basa primordialmente en dos principios básicos conocidos como la primera y la segunda ley de la termodinámica. La primera de ellas establece que la energía no se crea ni se destruye. Si desaparece energía en una forma, debe reaparecer en otra, es decir, no se puede aparecer energía en una manifestación sin que se registre una reducción correspondiente en otra de sus formas. La segunda ley indica que ningún sistema puede recibir calor a una temperatura dada y, rechazarlo o emitirlo a una temperatura superior, sin que el medio que lo rodea efectúe un trabajo en el mismo. El calor fluye siempre del cuerpo más caliente al cuerpo más frío. Si se toman en cuenta las consideraciones de esta ley, el ciclo de refrigeración ideal es un ciclo de Carnot que consiste en dos procesos isotérmicos ($\Delta T=0$) y dos adiabáticos ($\Delta Q=0$).

La refrigeración se emplea para remover el calor de reacciones químicas, licuar gases de proceso, separar gases por destilación y condensación y purificar productos mediante la congelación de separación selectiva de un componente de una mezcla líquida. La refrigeración se emplea también en forma amplia en el acondicionamiento de aire de zonas de plantas industriales, con fines de “confort” y en aplicaciones asociadas con procesos y el aprovechamiento térmico ambiental.

Entre las principales aplicaciones en la industria petrolera se incluyen:

- Purificación de aceites lubricantes.
- Reacciones a bajas temperaturas.
- Separación de hidrocarburos volátiles.
- Deshidratación del gas natural.
- Licuefacción del gas natural o de sus componentes.
- Procesos criogénicos.

2.11.3 Refrigeración mecánica

Es el proceso mediante el cual se reduce la temperatura de una sustancia por debajo de la que prevalece en su ambiente. Se refiere al proceso que usa un compresor para aumentar la presión de un refrigerante a una presión condensable. ^[9]

El efecto de refrigeración puede ser obtenido usando uno de estos ciclos:

- Compresión – Expansión del vapor.
- Absorción.
- Chorro de vapor (compresión agua-vapor). ^[4]

2.11.3.1 Principales equipos involucrados en la refrigeración mecánica

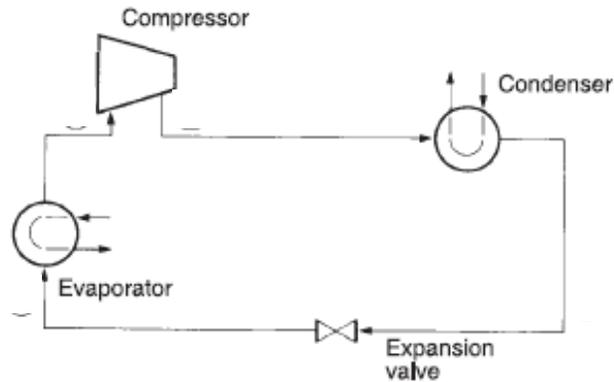
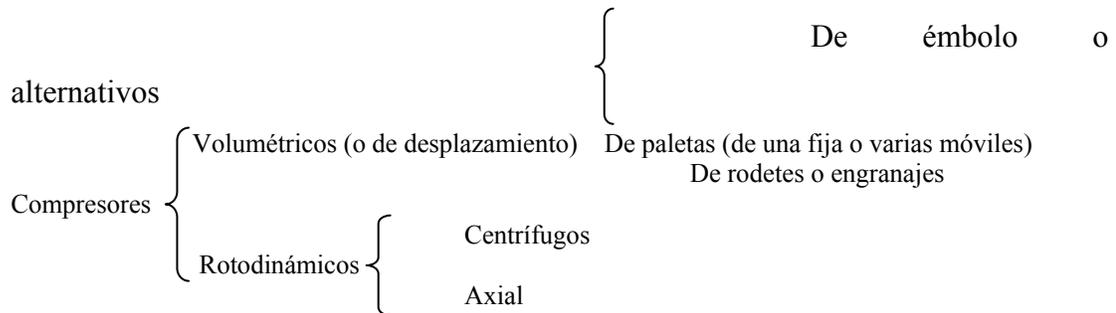


Figura 2.6. Diagrama general de un ciclo de refrigeración por compresión-expansión. ^[4]

2.3.11.1.1 Compresores

Los compresores son máquinas que elevan la presión de un fluido. Aunque siempre se pueden considerar como sistemas termodinámicos de volumen de control con una entrada de fluido de baja presión y una salida de fluido a alta presión,

internamente pueden funcionar como sistemas termodinámicos de masa de control. La clasificación usual es:



Los más usados son los de émbolo, por su similitud con los motores alternativos y que se usan en instalaciones pequeñas, y los centrífugos que se usan en las instalaciones grandes. ^[10]

2.11.3.1.1 Compresores centrífugos

El compresor centrífugo es una turbomáquina que consiste en un rotor que gira dentro de una carcasa provista de aberturas para el ingreso y egreso del fluido. El rotor es el elemento que convierte la energía mecánica del eje en cantidad de movimiento, es decir, en energía cinética. En la carcasa se encuentra incorporado el elemento que convierte la energía cinética en energía potencial de presión (el difusor), completando así la escala de conversión de energía. El difusor puede ser del tipo de paletas sustancialmente radiales, o de caracol.

El compresor centrifugo tiene una confiabilidad muy alta, mayor que uno reciprocante, especialmente en el manejo de gas natural. Aunque si no presentan sistemas de operación y/o filtración del gas a manejar, pueden arrastrar partículas sólidas que puedan afectar el funcionamiento de los compresores.

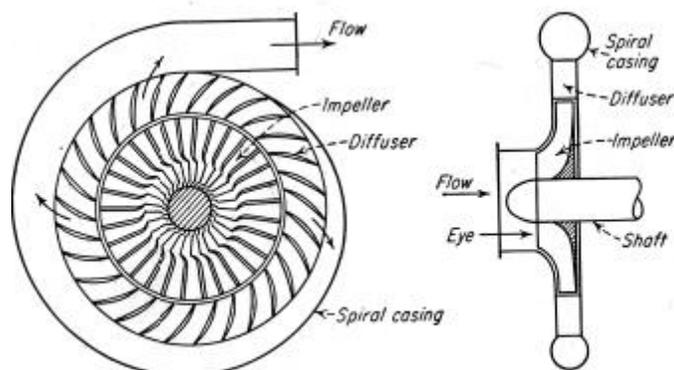


Figura 2.7. Compresor centrífugo.^[11]

En los compresores de este tipo la parte fundamental es la del rotor, el cual cumple distintas funciones. En el inductor, la paleta tiene el ángulo apropiado para que el fluido ingrese al rotor con la velocidad relativa paralela a la superficie de la paleta. En ciertos casos se suelen incluir paletas fijas alabeadas en el conducto de entrada para variar el ángulo de la velocidad absoluta de entrada y obviar así la necesidad de alabear la paleta del rotor. Luego del inductor sigue una sección del conducto en que el fluido gira aproximadamente 90 grados y comienza a moverse en dirección radial, siguiendo el movimiento giratorio del rotor.

En esta sección es donde se produce la mayor parte de la impulsión del fluido en la dirección tangencial, y donde las paletas ejercen presión sobre el fluido, distinguiéndose una cara de presión (la más retrasada en la dirección del movimiento) y una cara de succión (la más avanzada). En la sección de salida, que puede ser radial, inclinada hacia delante o hacia atrás, el fluido ya posee la velocidad tangencial del rotor, y la presión que ejercen las caras de la paleta disminuye hasta anularse en el borde de fuga.

Aunque no es estrictamente necesario, en general, se diseña el conducto para que presente una sección constante, y como la presión estática relativa prácticamente no varía (la densidad no varía), la velocidad relativa es considerada constante. ^[11]

El sistema de refrigeración mecánica de la planta que se va a estudiar consta de dos trenes de compresión con dos compresores cada uno de marca Nuovo Pignone. A su vez, cada compresor consta de cuatro etapas de compresión. Adicionalmente, hay en existencia un quinto compresor que funciona como respaldo tanto para el tren uno como para el tren dos, de ser necesario. ^[12]

2.11.3.1.1.2 Descripción del compresor Nuovo Pignone

El compresor centrífugo Nuovo Pignone se identifica por una serie de letras mayúsculas y números. Las letras mayúsculas describen la característica de la carcasa. Los números, después de las letras, describen el tamaño nominal del compresor y el número de impulsores.

Cuando el compresor está provisto por inyección(es) intermedia(s) de gas y/o extracción(es) intermedia(s) de gas, entonces es un compresor de multietapas con más de dos fases de compresión realizadas en una sola carcasa.

El gas de refrigeración se comprime desde 8 psia a 257 psia por medio de dos etapas de compresión utilizando un compresor centrífugo del tipo 3MCL 456 con un lado de inyección de corriente. El lado de inyección de corriente corresponde a la succión del 4^{to} impulsor. El compresor es inducido por medio de una turbina de gas del tipo PGT-5, acoplada directamente por medio de un acople.

Las secciones de succión, inyección de gas y descarga de este compresor, están dirigidos hacia la parte inferior. ^[13]

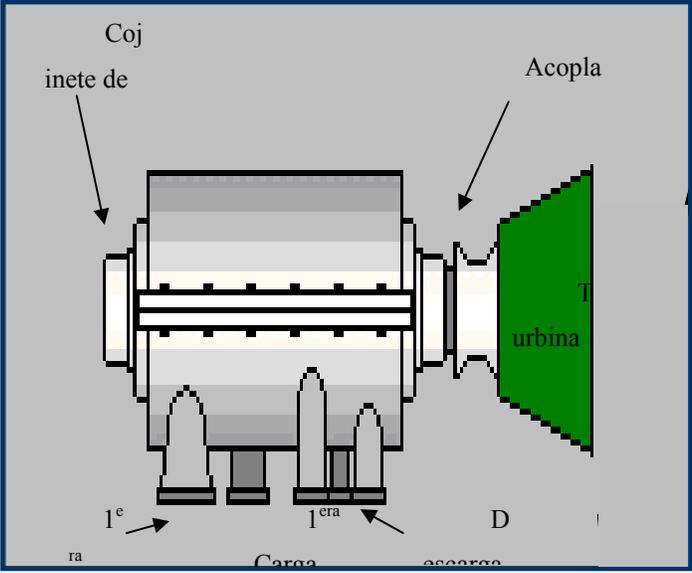


Figura 2.8. Diagrama simplificado del compresor centrífugo 3MCL 456. ^[13]

Tabla 2.7. Condiciones de operación del compresor centrífugo 3MCL 456. ^[13]

Etapas de Compresión	Succión Principal	1era Carga Lateral	2da Carga Lateral	3era Carga Lateral
Gas Tratado	Gas Propano (Propano, iso-butano, normal butano, etano)			
Capacidad Lb/min	502.2	1690.5	3274.9	4042
Volumen de Entrada ACF/min	6545	6231	4114	3059
Condiciones de Succión				
Peso Molecular	44.68	44.34	44.17	44.1
Presión, psia	8	29.1	91.8	154.4
Temperatura, °F	-56.4	7	73.7	11.3
Condiciones de Descarga				
Presión, psia	29.1	91.8	154.4	257
Temperatura, °F	45	98.5	118	160
Potencia, BHP	←————— 4280 —————→			
Velocidad, RPM	10050			
Dirección de Rotación	Antihorario			

2.11.3.1.2 Condensadores

El propósito de un condensador es cambiar una corriente de fluido del estado de vapor al estado líquido, removiendo el calor de vaporización. El flujo del fluido puede ser un componente puro o una mezcla de componentes. La condensación puede ocurrir en la carcasa o en las tuberías de un intercambiador que este orientado vertical u horizontalmente. Uno de los más usados a nivel industrial es el Fin-Fan cooler.

La condensación de un componente puro ocurre a una temperatura constante igual a la temperatura de saturación de la corriente de vapor de entrada. Regularmente el vapor entra al condensador sobrecalentado y su calor sensible debe ser removido antes de que la condensación pueda ocurrir. Si la temperatura de interfase de condensación es mayor que la temperatura de saturación del vapor de entrada, el calor en el vapor es transferido a la interfase fría por un mecanismo de transferencia de

calor sensible (condición “drywall”). Si la temperatura de interfase en el condensador es menor que la temperatura de saturación del vapor de entrada, una capa de condensación se formará sobre la interfase fría. El calor sensible se remueve del vapor a la interfase vapor-condensado, por la vaporización del condensado, por eso, el calor de vaporización es igual al calor sensible removido del vapor. Por debajo de esta condición, la temperatura efectiva del vapor es la temperatura de saturación y el mecanismo de transferencia de calor efectivo es la condensación. La determinación en el punto de la zona de sobrecalentamiento del condensador en donde la condición “drywall” cesa y las condiciones “wetwall” inician, es un procedimiento de ensayo y error. Un método frecuentemente utilizado para dar una aproximación segura de la interfase requerida es usar el coeficiente de condensación y el CMTD basado en la temperatura de saturación del vapor para calcular la interfase requerida para ambas zonas, la de sobrecalentamiento y la de condensación.

El cálculo del coeficiente de condensación implica propiedades físicas y termodinámicas de fluidos condensados, también involucra el régimen de flujo de dos fases y el tipo de intercambiador de calor así como su geometría y orientación. ^[4]

2.11.3.1.2.1 Fin-Fan cooler

Estos equipos están compuestos de una unidad de flujo cruzado con un ventilador alineado a la superficie plana del intercambiador con la finalidad de hacer circular aire a través de la tubería aletada y enfriar el fluido que corre por dentro de los tubos. ^[14]

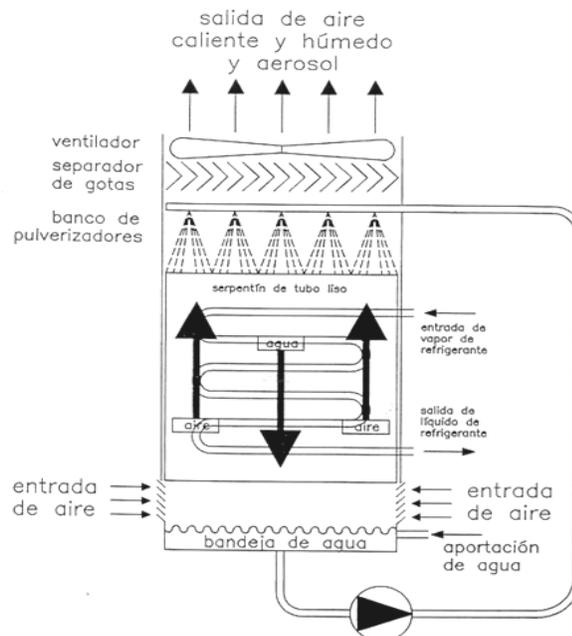


Figura 2.9. Condensador tipo Fin-Fan. [16]

El condensador empleado en el sistema de refrigeración mecánica en estudio es del tipo Fin-Fan, que por diseño maneja un flujo de refrigerante y de aire de 580918 Lb/h y 20328956 Lb/h respectivamente. Posee una capacidad de transferencia de calor de $84.67 \cdot 10^6$ BTU/h, con un coeficiente de transferencia de calor de diseño de 104.5 BTU/h. Los tubos, por los que pasa el refrigerante son aleteados, para aumentar la transferencia de calor. Consta de 12 bahías, cada una con dos ventiladores, los cuales son accionados por un motor eléctrico de 40 HP de potencia cada uno. [12]

2.11.3.1.3 Evaporadores

Los Evaporadores son intercambiadores que se encargan de enfriar fluidos por un proceso de expansión de gas, el cual circula a través del interior de los tubos y enfría el fluido que circula por la carcasa. Los Evaporadores son equipos normalmente usados en los dispositivos de enfriamiento de agua, tales como Chillers,

o para enfriamiento de gases o aire, tal es el caso de los aires acondicionados. Su configuración puede estar dada en equipos de tubo-coraza o flujo cruzado.

2.11.3.1.3.1 Chillers

Los Chillers son unidades que se encargan de enfriar fluidos para distintas aplicaciones. Este proceso se realiza mediante la compresión de un gas refrigerante el cual sale comprimido de la bomba o compresor a una temperatura de aproximadamente 80 °F, circula a través del compensador manteniendo la presión y bajando la temperatura a 40 °F aproximadamente, luego pasa por la válvula de expansión donde el gas al expandirse se enfría, el gas circula dentro de los tubos del evaporador donde se genera la transferencia con el fluido, enfriándolo hasta una temperatura que puede oscilar entre 1 y 4 °C (o menos de acuerdo al control). ^[14]

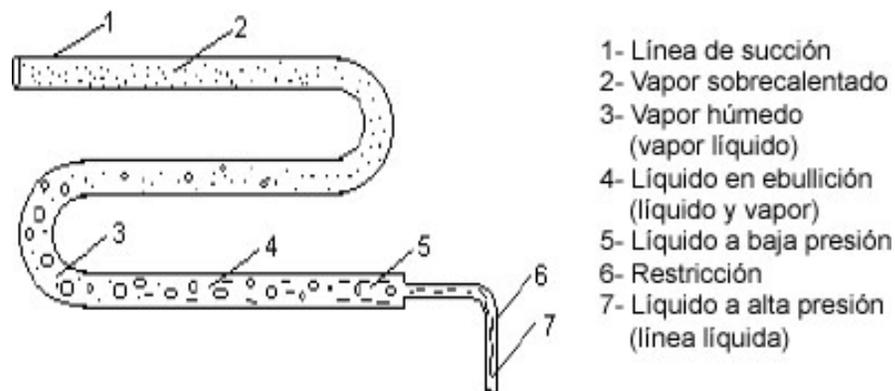


Figura 2.10. Evaporador tipo chiller. ^[16]

El sistema de refrigeración mecánica de la planta en estudio emplea tres chillers, dispuestos en serie. Las características de diseño de los mismos, se reflejan en la tabla 2.8.

El arreglo interno de los chillers, se representa por medio de la nomenclatura estándar usada en la industria, consta de tres letras mayúsculas; la primera se refiere

al tipo de cabezal frontal, la segunda al tipo de coraza, y la tercera al tipo de cabezal posterior.

Tabla 2.8. Características de diseño de los chillers empleados en el sistema de refrigeración mecánica a estudiar. ^[12]

CHILLER	1	2	3
ARREGLO	BKU	BKU	BKU
Flujo de producto (Lb/h)	129496	145691	145691
Flujo de refrigerante (Lb/h)	40146	56427	23107
Capacidad de Transferencia de calor (BTU/h)	6481800	7798356	4459200
Coefficiente de transferencia de calor limpio (BTU/°F.pie ² .h)	176.3	140.8	143.8
Coefficiente de transferencia de calor de diseño (BTU/°F.pie ² .h)	113.4	90.8	104.3

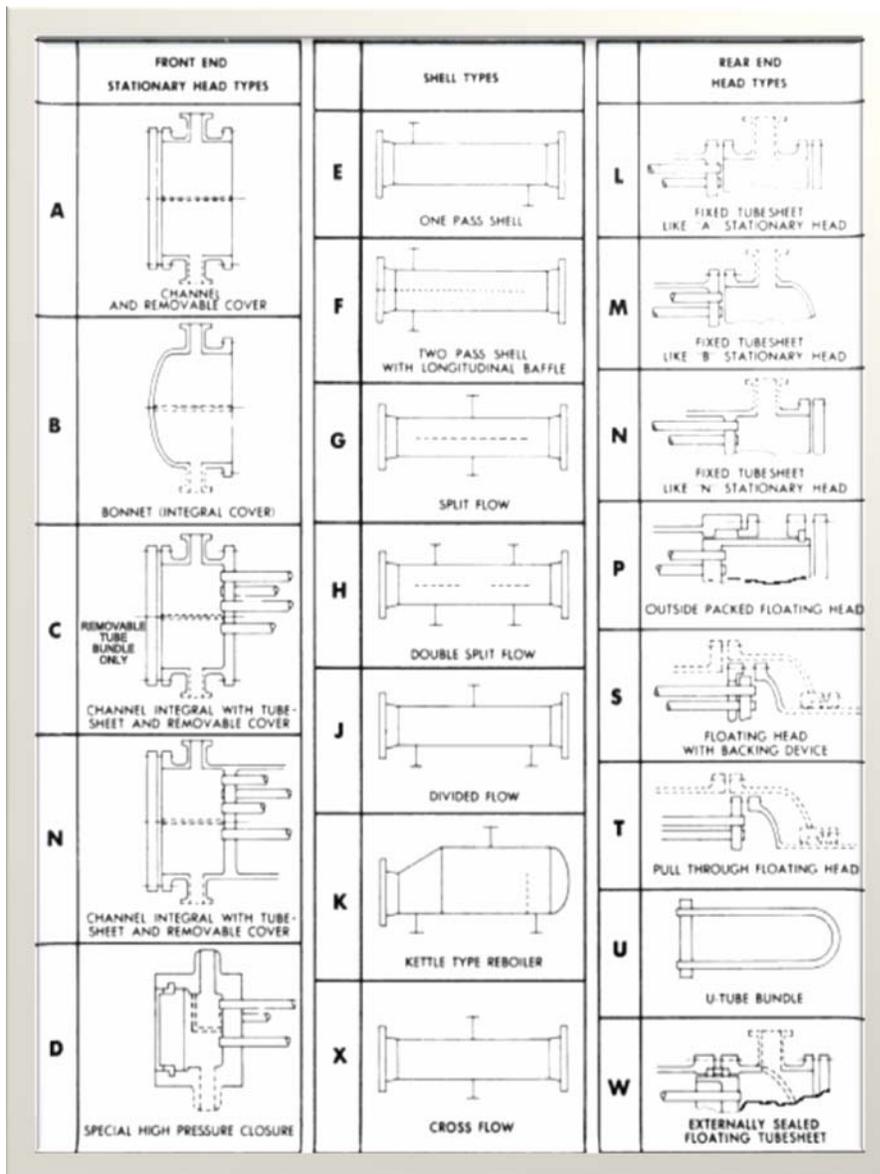


Figura 2.11. Nomenclatura estándar empleada en la industria para la caracterización de chillers. [4]

2.11.3.1.4 Válvulas de expansión

Una válvula de expansión es un componente clave en sistemas de refrigeración y aire acondicionado, el cual tiene la capacidad de generar la caída de presión necesaria entre el condensador y el evaporador en el sistema. Básicamente su misión, en los equipos de expansión directa (o seca), se restringe a dos funciones, la de controlar el caudal de refrigerante en estado líquido que ingresa al evaporador y la de sostener un sobrecalentamiento constante a la salida de este. Para realizar este cometido dispone de un sensor de temperatura que se encarga de cerrar o abrir la válvula para así disminuir o aumentar el ingreso de refrigerante y su consecuente evaporación dentro del evaporador, lo que implica una mayor o menor temperatura ambiente, respectivamente.

Este dispositivo permite mejorar la eficiencia de los sistemas de refrigeración y de aire acondicionado, ya que regula el flujo del refrigerante en función de la carga térmica. El refrigerante que ingresa al evaporador lo hace en forma de un fino aerosol, siendo el primer paso para el cambio de estado al interior del evaporador. ^[14]

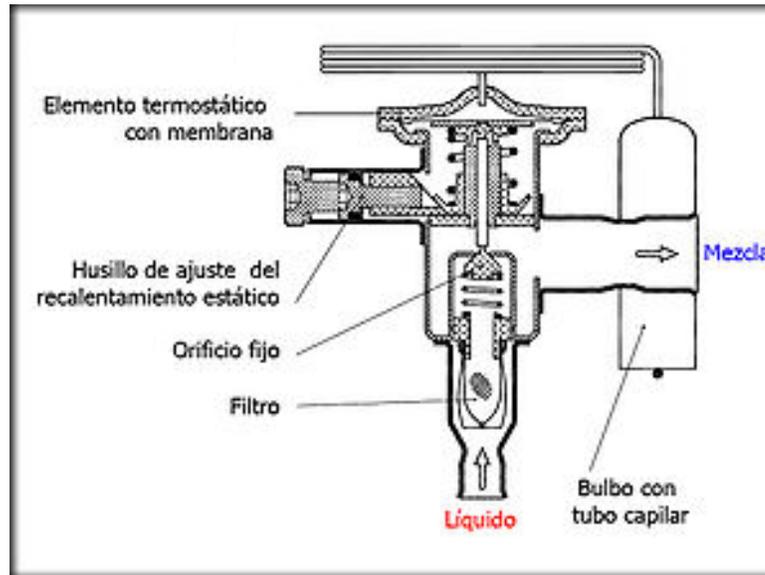


Figura 2.12. Válvula de expansión termostática. ^[16]

El sistema de refrigeración mecánica a estudiar consta de una serie de válvulas dispuestas a lo largo de todo el ciclo, cada una de ellas con una función y posición particular. A la entrada de cada economizador se dispone de un lazo múltiple de control, el cual consta de tres válvulas: de presión, temperatura y flujo. Otros tipos de válvulas que pueden ser observadas en el diseño, se encuentran a la entrada de los chillers, dichas válvulas son de tipo expansión de producto, que garantizan una caída de presión y por consiguiente la disminución de temperatura del mismo antes de entrar al chiller; y la válvulas de control de nivel de refrigerante, que controlan la altura de refrigerante líquido dentro del chiller, de manera tal que permita la vaporización total del mismo. ^[12]

2.11.3.2 Ciclo de refrigeración mecánica

El ciclo de refrigeración puede ser clasificado en cuatro fases diferentes mediante el uso del diagrama presión-entalpía (P-H). Estas fases son:

- Expansión
- Evaporación
- Compresión
- Condensación

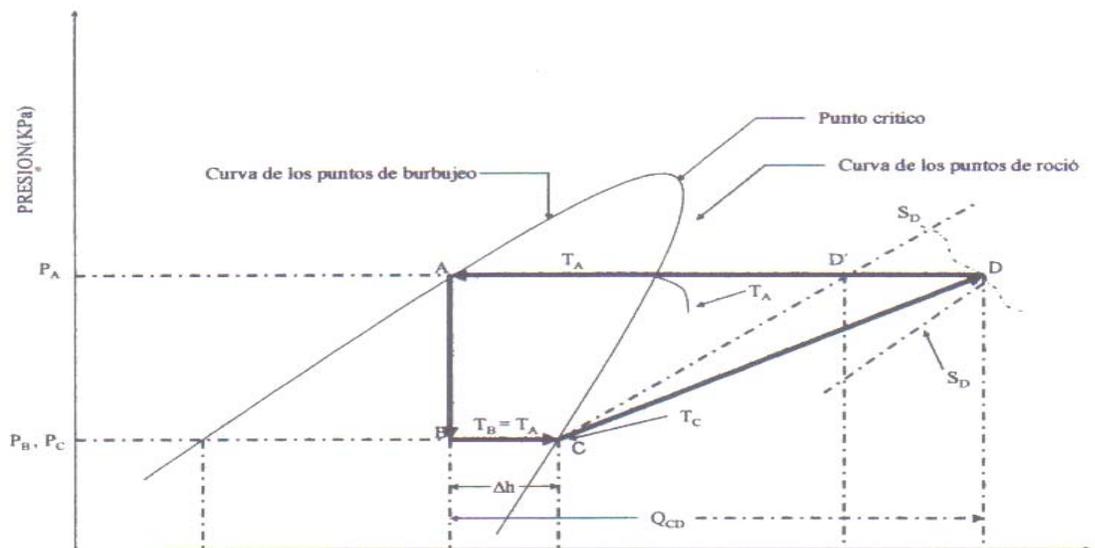


Figura 2.13. Diagrama presión- entalpía de un sistema de refrigeración por expansión. [4]

2.11.3.2.1 Fase de Expansión

El punto de partida en un ciclo de refrigeración es la disponibilidad de líquido refrigerante. En la figura 2.13, el punto A representa un punto de burbuja del líquido a su presión de saturación (P_A) y entalpía (h_{LA}). En la fase de expansión, la presión y, la temperatura son reducidas por la liberación instantánea de líquido a través de una válvula de expansión hasta una presión (P_B). La presión más baja (P_B) es determinada mediante la temperatura deseada del refrigerante (T_B) en el punto B.

En el punto B, la entalpía del líquido saturado es h_{LB} , mientras que la correspondiente entalpía del vapor saturado es h_{VB} . Puesto que la etapa de expansión

(A-B) se produce a través de una válvula de expansión y no ha ocurrido intercambio de energía, el proceso es considerado isoentálpico. Entonces, el valor total de la entalpía a la salida de la válvula es el mismo que a la entrada h_{LA} .

El punto B está en el interior del domo donde el vapor y el líquido coexisten en equilibrio. Para determinar la cantidad de vapor formado en el proceso de expansión, suponemos que x es la calidad, como la fracción de líquido y $(1-x)$ es la humedad, como la fracción de vapor. Las ecuaciones para el balance de calor y la fracción de líquido formada son:

$$x * h_{VB} + (1 - x) * h_{LB} = h_{LA} \quad (\text{Ec. 2.21})$$

$$x = \frac{(h_{VB} - h_{LA})}{(h_{VB} - h_{LB})} \quad (\text{Ec. 2.22})$$

$$(1 - x) = \frac{(h_{LA} - h_{LB})}{(h_{VB} - h_{LB})} \quad (\text{Ec. 2.23})$$

2.11.3.2.2 Fase de Evaporación

El vapor formado en el proceso de expansión (A-B) no suministra ninguna refrigeración al proceso. El calor es absorbido del proceso por la evaporación de la porción de líquido del refrigerante. Como se muestra en la figura 2.13, la etapa B-C se realiza a una temperatura y presión constante. En el punto C el vapor es saturado y la entalpía es h_{VB} .

El proceso de refrigeración es suministrado por el líquido frío (x), y su efecto refrigerante puede ser definido como $x*(h_{VB} - h_{LB})$ y sustituyendo en la Ec. 2.22, el efecto resulta:

$$\text{Efecto Refrigerante} = (h_{VB} - h_{LA}) = x*(h_{VB} - h_{LB}) \quad (\text{Ec. 2.24})$$

La carga de refrigeración (o capacidad de refrigeración) se refiere a la cantidad total de calor absorbido por el evaporador en el proceso, generalmente, es expresado como toneladas de refrigeración o BTU/unidad de tiempo.

2.11.3.2.3 Fase de Compresión

Los vapores del refrigerante salen del evaporador a la presión de saturación (P_c). La temperatura de refrigeración correspondiente es igual a T_c a una entalpía h_{VB} . La entropía en este punto es S_c . Estos vapores son comprimidos isoentrópicamente hasta una presión P_A a lo largo de la línea C-D (ver figura 2.13).

El trabajo isoentrópico (ideal) (W_i), para comprimir el refrigerante desde P_B hasta P_A está dado por:

$$w_i = m * (h'_{VD} - h_{VB}) \quad \text{(Ec. 2.25)}$$

La cantidad h_{VB} es determinada de las propiedades del refrigerante a P_A y a una entropía S_c . Como el refrigerante no es un fluido ideal y los compresores para tales servicios no funcionan idealmente, la eficiencia isoentrópica (η_i) ha sido definida para compensar las ineficiencias del proceso de compresión. El trabajo efectivo de compresión (w) puede ser calculado de la siguiente manera:

$$w = \frac{w_i}{\eta_i} = m * \frac{(h'_{VD} - h_{VB})}{\eta_i} = m * (h_{VD} - h_{VB}) \quad \text{(Ec. 2.26)}$$

La entalpía a la descarga está dada por:

$$h_{VD} = \frac{(h'_{VD} - h_{VB})}{\eta_i} + h_{VB} \quad \text{(Ec. 2.27)}$$

El trabajo de composición puede también ser expresado como:

$$GHP = \frac{w}{2544.4} \quad (\text{Ec. 2.28})$$

Donde: 2544.4 BTU/HR = 1HP

2.11.3.2.4 Fase de Condensación

El refrigerante sobrecalentado que sale del compresor a P_A y T_D (punto D en la figura 2.13) es enfriado a una presión aproximadamente constante hasta la temperatura del punto de rocío (T_A). Luego, los vapores refrigerantes comienzan a condensarse a temperatura constante T_A .

Durante el enfriamiento del refrigerante de estado sobrecalentado a saturado y durante su condensación, todo el calor y el trabajo adicionado al refrigerante durante los procesos de evaporación y compresión deben ser eliminados. De esta manera el ciclo puede ser completado cuando alcance el punto A (el punto de inicio) en el diagrama presión – entalpía como se muestra en la figura 2.13.

Mediante la adición de la capacidad de refrigeración al calor de compresión, determinamos la capacidad de condensación (Q_{cd}) de la siguiente manera:

$$Q_{cd} = m[(h_{VB} - h_{LA}) + (h_{VD} - h_{VB})] \quad (\text{Ec. 2.29})$$

$$Q_{cd} = m(h_{VD} - h_{LA}) \quad (\text{Ec. 2.30})$$

La presión de condensación del refrigerante es una función de la fuente de enfriamiento disponible: aire, agua u otro refrigerante. La fuente de enfriamiento recibe el calor que el refrigerante le transfiere. Como la descarga del compresor es vapor sobrecalentado, la curva de condensación del refrigerante no es una línea recta. Ella es una combinación de la temperatura de sobre-calentamiento y de la temperatura constante de condensación. Este hecho debe ser tomado en cuenta para el diseño apropiado del condensador. ^[4]

2.11.3.2.5 Eficiencia del ciclo

El ciclo de refrigeración de Carnot es reversible y consiste en una compresión adiabática (isentrópica debido al carácter reversible), una eliminación de calor, una expansión adiabática y una adición isoterma de calor. El ciclo de Carnot es un ciclo ideal, no alcanzable, que sirve como estándar de comparación y proporciona un modelo conveniente sobre las temperaturas que es necesario mantener para alcanzar la máxima eficacia.

La medida del comportamiento del sistema es el coeficiente de rendimiento (COP). Para aplicaciones de refrigeración, el COP es la relación entre el calor eliminado en el nivel de baja temperatura y la energía introducida al sistema.

$$COP = \frac{Q_{bajo}}{W} \quad (\text{Ec. 2.31})$$

Donde:

COP: coeficiente de rendimiento.

Q_{bajo} : calor retirado en los chillers (BTU/h).^[9]

2.11.3.3 Refrigerantes

Los refrigerantes son los fluidos de transporte que conducen la energía calorífica desde el nivel de baja temperatura (evaporador) al nivel de alta temperatura (condensador), donde pueden ceder su calor.

Los atributos que deben considerarse en un sistema de compresión de vapor son:

- El punto de ebullición normal.
- El punto de condensación normal.^[15]

2.11.3.3.1 Propiedades de los refrigerantes

- **Temperatura y presión de ebullición:** Conviene mantener una presión superior a la atmosférica a fin de evitar la filtración de aire y humedad al sistema. Por lo tanto, el punto de ebullición del refrigerante debe ser menor que el nivel de temperatura del sistema deseado.
- **Temperatura de congelación:** El refrigerante deseado debe tener una temperatura de congelación muy por debajo de la temperatura mínima de operación del sistema.
- **Temperatura y presión críticas:** La temperatura y presión del sistema debe ser inferiores a los valores críticos. La temperatura crítica es aquella por encima de la cual ninguna cantidad de presión licuara un gas específico. Por encima de la condición crítica, las fases líquida y gaseosa tienen propiedades idénticas.
- **Presiones del condensador y del evaporador:** La presión del condensador debe ser lo suficientemente baja para permitir el uso de equipos más o menos ligeros. Cuanto mayor sea la presión de operación del sistema, tanto mayor el costo del equipo y la tubería. La presión del evaporador no debe ser demasiado baja, ya que con ello aumenta en forma anormal la razón de compresión.
- **Volumen específico:** Esta propiedad se relaciona directamente con el tamaño del compresor cuando se multiplica por el gasto-masa. Es conveniente tener volúmenes de succión reducidos para compresores recíprocos y volúmenes de succión elevados para compresores centrífugos. Los compresores recíprocos usualmente emplean R-12, R-22, R-500, R-502, R-13 y R-717. Los compresores centrífugos son adaptables para R-11, R-12, R-114, R-113 y, en toneladas muy grandes, para R-22.
- **Calor latente:** El calor latente elevado de evaporación es importante, ya que afecta la magnitud del efecto refrigerante, la cantidad de refrigerante

circulado, el tamaño y el costo de la tubería auxiliar, así como del equipo. No obstante, no se debe tomar en cuenta por sí solo, sino en combinación con otras propiedades como el volumen específico del vapor y el calor específico del líquido.

- **Calor específico del líquido:** conviene tener un volumen bajo, de otra manera se necesitará un enfriamiento demasiado marcado para el líquido caliente que llega al evaporador.
- **Peso molecular:** Esta propiedad se relaciona de manera directa con el volumen específico del vapor: cuanto mayor sea el peso molecular tanto más grande será el volumen específico. Para aplicaciones de compresores centrífugos que requieren grandes cantidades de gas, el refrigerante se debe caracterizar por un gran peso molecular.
- **Potencia teórica por tonelada:** a niveles de aire acondicionado, este valor es más o menos el mismo para la mayoría de los refrigerantes; pero adquiere una importancia particular a temperaturas muy bajas.
- **Temperatura de descarga:** Los refrigerantes que tienen temperaturas de descarga de compresor relativamente elevadas, manifiestan cierta tendencia a provocar la separación del aceite y producir lodos.
- **Miscibilidad:** constituye una ayuda para el retorno del aceite del evaporador al compresor, cuando se trata de aplicaciones de vaivén, minimizando con ello este tipo de problema.
- **Aspectos de seguridad:** Los refrigerantes se agrupan según su toxicidad e inflamabilidad. Los hidrocarburos halogenados fueron clasificados por A.S.A., estándar B9.1 como grupo 1. El grupo 1, es el que encierra a los menos peligrosos asociados con la inflamabilidad y explosividad, y posee mínima toxicidad. El peligro aumenta al incrementarse el número del grupo. Los del grupo 2, son tóxicos o peligrosos, o bien, ambas cosas. Los

refrigerantes del grupo 3, son muy inflamables y explosivos e incluyen al propano, propileno, etileno, etano, metano, butanos.

- **Otras propiedades:** además de las antes mencionadas, el refrigerante debe ser también estable y no corrosivo, y poseer una gran conductividad térmica y poca viscosidad. Conviene tener también un costo bajo por libra, pero esta consideración rara vez desempeña un papel importante en la evaluación final de los refrigerantes disponibles hoy en día en el comercio. ^[9]

2.11.3.3.2 Refrigerantes más comunes

- **R11 [CFC11]:** (punto de evaporación 23.8 °C), empleado en chillers centrífugos y como agentes espumantes.
- **R12 [CFC12]:** (punto de evaporación -29.8 °C), se ha empleado en su desarrollo en una amplia variedad de sistemas de refrigeración y A/A; conocido como: Forane 12, Isotrón 12, Genetrón 12, Freón 12 o simplemente F12.
- **R22 [HCFC22]:** (punto de evaporación -40.8 °C), empleado en A/A residencial. Si bien su **PAO** (Potencial de Agotamiento de Ozono), es menor que el de los CFC (Clorofluorocarbonos), su producción y empleo comenzará a partir del 2016 y eliminado totalmente en el 2040.
- **R502:** (mezcla azeotrópica de R22 (48.8 %) y R115 (51.2 %)), (punto de evaporación -45.4 °C), empleado en refrigeración industrial de baja temperatura.
- **R717 [NH₃], amoníaco:** (punto de evaporación -33 °C). Se ha usado desde un principio en una amplia gama de aparatos y sistemas de refrigeración y recientemente se le sigue empleando en grandes instalaciones comerciales e industriales. Es tóxico, de acción corrosiva sobre las partes de cobre, zinc o

sellos que contengan estos metales, tienen elevado calor latente de vaporización y relación de presión-volumen específico conveniente.

- **R744 [CO₂]:** dióxido de carbono, (punto de evaporación -78.5 °C), fue usado mucho tiempo como refrigerante seguro. La exposición en recintos cerrados no es peligrosa a bajas concentraciones, pero tiene el inconveniente de requerir elevadas presiones.
- **R764 [SO₂]:** dióxido de azufre, (punto de evaporación -10 °C), sólo se usó en pequeños equipos de refrigeración. Es muy irritante y corrosivo y su uso en grandes instalaciones resulta ser peligroso, por tal razón, su uso fue discontinuado.
- **R40 [CH₃Cl]:** cloruro de metilo, también conocido como clorometano o monoclorometano (punto de evaporación -23,8 °C), fue usado en unidades de aire acondicionado pequeños y medianos. Es altamente inflamable (temperatura de ignición 632 °C), de uso altamente peligroso, anestésico en concentración del 5 al 10 % por volumen y fue reemplazado por los CFC y HCFC. Pequeñas cantidades de humedad en el sistema producen congelamiento en la válvula de expansión.
- **R290 [C₃]:** propano, es usado en mezclas, enfriadores industriales y A/A pequeños. Tiene capacidad volumétrica superior al CFC12, lo cual requiere redimensionar el compresor, y trabaja a presiones superiores, lo cual incrementa el riesgo de fugas, por lo tanto, no es un sustituto del CFC12, aunque si del HCFC22. ^[15]

Tabla 2.9. Propiedades del R290 (propano). ^[15]

Presión relativa de evaporación, (psig)	27.5
Presión relativa de condensación, (psig)	268
Temperatura de descarga, °C	74
Temperatura de ebullición, °C	-42

Muchas plantas de refrigeración utilizan propano como refrigerante. El propano no es caro, y está disponible en muchas plantas de proceso; el mismo puede ser condensado a presiones moderadas y puede ser usado a temperaturas tan bajas como -40 °F, y con presión de succión por encima de la presión atmosférica. El propano debe estar tan puro como sea posible. El acumulador de propano normalmente se ventea para remover el metano y el etano del refrigerante. En las plantas de refrigeración mecánica se emplean equipos para remover los hidrocarburos pesados que contaminan el propano.

El ciclo de refrigeración puede ser de una o más etapas, y puede utilizar compresores recíprocos o centrífugos, con economizadores incorporados en las etapas del ciclo.

2.11.3.4 Refrigeración por etapas

Las plantas de refrigeración por lo general poseen de una a cuatro etapas de compresión. El número de etapas depende fundamentalmente de los siguientes factores:

- Relación de compresión requerida.
- Carga térmica entre etapas.
- Tipo de compresión.

- Factores económicos.

2.11.3.4.1 Refrigeración de una sola Etapa

En la figura 2.14, se muestra un sistema de refrigeración de una sola etapa. El esquema mostrado corresponde a una sola planta cuyo refrigerante es propano puro.

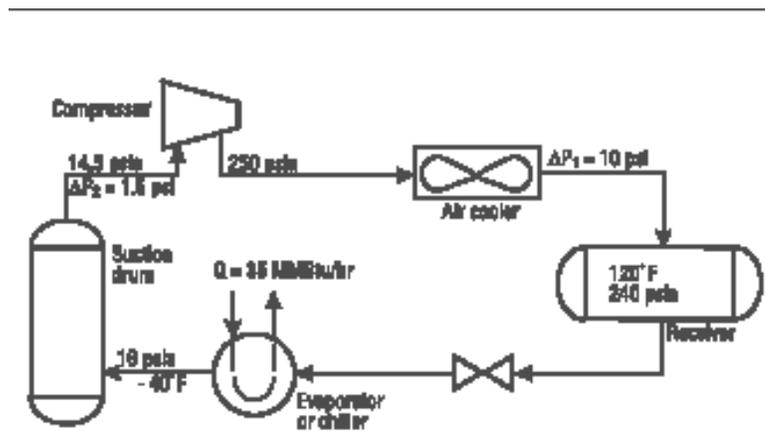


Figura 2.14. Sistema de refrigeración de una sola etapa.^[4]

2.11.3.4.2 Refrigeración en dos Etapas

Se usa con el fin de obtener ahorros del orden 20% con respecto a la refrigeración de una sola etapa. El sistema permite el uso de economizadores inter-etapas. De esta manera, se puede remover calor en las inter-etapas y no a la presión más baja como es el caso en la refrigeración en una sola etapa.

En la figura 2.15, se muestra un diagrama típico de refrigeración en dos etapas con propano puro y con carga inter-etapa.

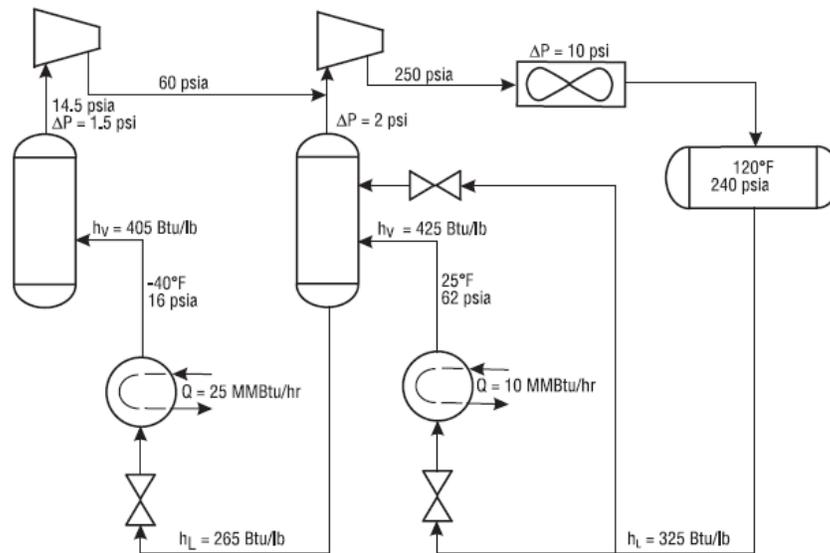


Figura 2.15. Sistema de refrigeración de dos etapas. [4]

2.11.3.4.3 Refrigeración en tres Etapas

La refrigeración en tres etapas permite aún mayores ahorros de caballaje que la refrigeración en dos etapas. En este caso, también se puede usar economizadores inter-etapas y remoción de calor inter-etapas. Es de señalar que los ahorros que se obtiene con tres etapas con respecto a dos etapas, no son tan apreciables como los que se obtiene usando dos etapas con respecto a una etapa. Aún así, los ahorros obtenidos con tres etapas en algunas plantas justifican el uso de refrigeración con tres etapas.

En la figura 2.16, se muestra un diagrama típico de refrigeración en tres etapas con propano.

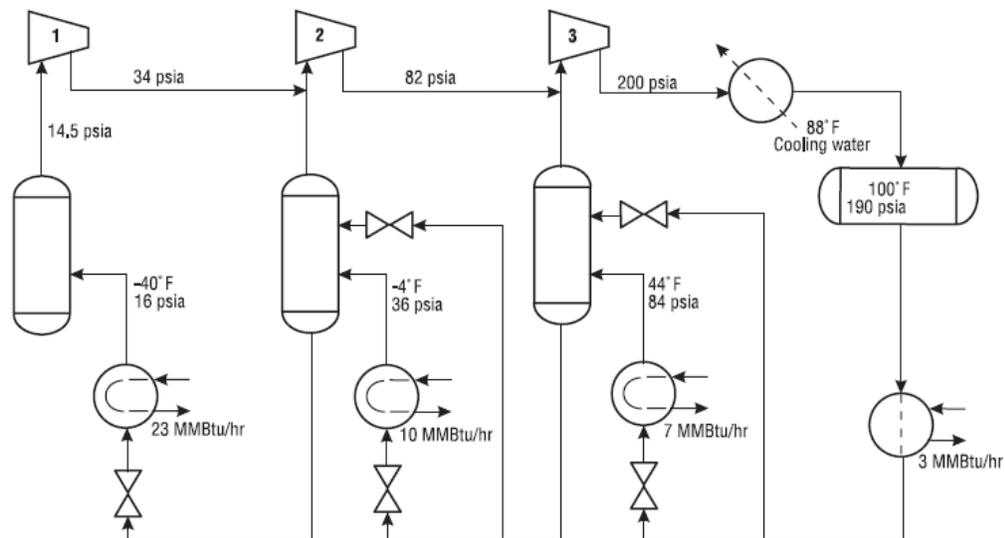


Figura 2.16. Sistema de refrigeración de tres etapas. [4]

2.11.3.4.4 Configuración del Sistema

El consumo de energía se reduce a medida que aumenta el número de etapas. En la tabla 2.10, se muestra la comparación entre sistemas de 1, 2 y 3 etapas. El incremento de los costos en un sistema de refrigeración depende del número de etapas. Por esta razón, la inversión inicial y los ahorros energéticos requieren de estudios económicos, que son los que al final permiten tomar una decisión sobre la base de las necesidades y disponibilidades relacionadas con la adquisición. El caballaje de compresión se puede reducir aún más si se intercambian las cargas de refrigeración de niveles más fríos a niveles más calientes.

Para un sistema de refrigeración con dos etapas, usa un evaporador de dos niveles de evaporación. Así por ejemplo, el gas inicialmente se enfría a $-1,11\text{ }^{\circ}\text{C}$ usando propano puro a $-3,88\text{ }^{\circ}\text{C}$. Luego, el gas se enfría a $-37,22\text{ }^{\circ}\text{C}$ mediante el uso de propano puro a $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$. La selección de nivel de temperatura de $-3,88\text{ }^{\circ}\text{C}$, se basa en relaciones de compresión iguales para cada etapa. Las presiones inter-etapas y sus

temperaturas correspondientes se pueden fijar ya sea tomando en cuenta el equipo o el proceso. En este caso, se minimiza el caballaje al poseer relaciones de compresión iguales en ambas etapas. [4]

Tabla 2.10. Efecto de las etapas sobre un sistema de refrigeración con propano.

[4]

NÚMERO DE ETAPAS	1	2	3
Capacidad de Refrigeración, en MMBTU/HR	1.0	1.0	1.0
Temperatura de Refrigeración, en °F	-40	-40	-40
Temperatura de Condensación del Refrigerante, en °F	100	100	100
Necesidades de Compresión, HP	292	236	224
Reducción en HP, %	Base	19.2	23.3
Capacidad del Condensador, en MMBTU/HR	1743	1600	1575
Cambio en la Capacidad del Condensador, en %	Base	-8.2	-9.6

2.12 Área de refrigeración de la planta de fraccionamiento en el oriente del país

2.12.1 Descripción general

La Planta de Fraccionamiento destila flujo de líquidos de gas natural y los separa en productos individuales: propano, iso-butano, n-butano, pentano, gasolina y corte pesado (proveniente del fondo de la fraccionadora de gasolina).

Estos productos tienen dos formas de almacenamiento: un almacenamiento refrigerado y un almacenamiento no refrigerado (Presurizado y Atmosférico). En nuestro caso nos interesa el almacenamiento refrigerado.

En el área de almacenamiento refrigerado se almacena propano, iso-butano y n-butano, también se dispone de un tanque refrigerado para almacenar producto liviano fuera de especificación, que podrá reciclarse a los trenes de fraccionamiento (el

producto liviano fuera de especificación es el propano o iso-butano o una mezcla de estos dos).

Para realizar este almacenamiento se cuenta con siete tanques: dos para propano de 500.000 barriles (79.500 m³) de capacidad cada uno, dos para iso-butano de 100.000 barriles (15.900 m³) cada uno, dos para n-butano de 100.000 barriles (15.900 m³) cada uno y uno para producto liviano fuera de especificación de 46.000 barriles (7.314 m³). Todos estos tanques tienen aislamiento.

El propano, iso-butano, n-butano y producto liviano fuera de especificación vienen de fraccionamiento por tuberías independientes que pasan a través de chillers que enfrían los productos hasta su temperatura de almacenaje, siendo almacenados en sus tanques respectivos.

Los tanques de propano y butanos están provistos de tres bombas de 6.000 GPM (0,379 m³/s) cada uno, para carga de tanqueros. Adicionalmente, los tanqueros de propano están provistos de dos bombas de 1.250 GPM (0,079 m³/s) cada uno, para el enfriamiento de la línea de propano que va al muelle. Los tanques de butanos poseen dos bombas de 740 GPM (0,0467 m³/s) cada una, para el enfriamiento de la línea de butanos que va al muelle.

El tanque de producto liviano fuera de especificación está provisto de dos bombas de 400 GPM (0,0253 m³/s) cada una, que retornan este producto a través de un precalentamiento hacia fraccionamiento.

Los tanques refrigerados están protegidos contra:

A. Sobrepresiones, a través de:

- Válvulas de alivio a la atmósfera: se alivian a 1,5 psig (10.335 KPa).
- Válvulas de venteo al mechorrio: se alivian a 1,25 psig (8,6125 KPa).

- Compresores de recobro de vapores: accionan a 0,5 psig (3,445 KPa), y se paran a 0,4 psig (2,756 KPa).
- B. Presiones de vacío, a través de:
- Inyección de, producto caliente a 0,4 psig (2,756 KPa).
 - Válvulas de inyección de gas combustible ajustadas a 0,25 psig (1,7225 KPa).
 - Válvulas de admisión de aire atmosférico ajustadas a 2" de agua (497,8 Pa).

El área de almacenamiento refrigerado opera básicamente de tres maneras: normal de almacenaje, enfriamiento y carga de tanqueros en el terminal marino. Se tiene, como ya se estableció, una línea de carga y recirculación para el propano y una línea de carga y recirculación para los butanos. Las líneas de carga al muelle se mantienen frías por circulación continua de productos fríos cuando no estén en uso, y subenfriando el producto cuando se está cargando. El cambio de productos en la línea de carga de butanos es llevado a cabo mediante el desplazamiento del producto en la línea, con el producto a ser cargado y este cambio es determinado por un detector de interfase.

- A) Normal de almacenaje: en esta operación los tanques reciben los productos de fraccionamiento pero no se está cargando al terminal marino. El sistema de enfriamiento para los productos entrando a los tanqueros está operando. El propano, iso-butano o n-butano, están circulando a través de las líneas de carga para mantenerlas frías, los compresores de recobro enviarán cualquier vapor que se haya producido en los tanques hacia los "chillers" manteniendo el tanque dentro de su rango de presiones.
- B) Enfriamiento: en este caso no hay alimentación desde el área de fraccionamiento. El sistema de los tanques está funcionando, las líneas de

carga al terminal marino se mantienen frías recirculando producto. Si los tanques requieren gas combustible para protección de presiones de vacío, será suministrado por el sistema de gas combustible, y de esta manera, mantener la presión. La sobrepresión se controlará venteadando vapores al mechorrio en el caso de que los compresores de recobro no estén funcionando.

- C) Carga a tanqueros: en este modo de operación, se está recibiendo alimentación desde fraccionamiento. El sistema de refrigeración trabajará a su máxima capacidad. Las bombas de recirculación no estarán operando mientras se esté cargando en el terminal marino. Para mantener frías estas bombas y sus líneas, se ha previsto desde las líneas de carga en la parte de las válvulas de bloqueo, un desvío. Si es el mismo producto en circulación el que se va a cargar, las únicas operaciones necesarias son las de realinear las válvulas y bombas que se usarán para cargar dicho producto. Esto será efectuado automáticamente por el sistema de control. Si se va a cargar un producto diferente al que entra en circulación, entonces la línea debe purgarse del producto viejo para circular el nuevo, en el caso de los butanos el detector de interfase indicará que el fluido viejo ha sido desplazado. En este momento, el producto está listo para cargar al tanquero. Normalmente, los vapores desplazados del tanquero serán manejados por el sistema de compresores de recobro de vapores del tanquero: de todas formas las instalaciones de almacenamiento de productos de gas líquido, han sido diseñadas para recibir, almacenar, cargar en camiones o barcos, interbombear y bombear a fraccionamiento, una variedad de productos de hidrocarburos livianos.

2.12.2 Descripción del sistema de refrigeración

El sistema de refrigeración de la planta de fraccionamiento, funciona como un ciclo cerrado de refrigeración por compresión de vapor, utilizando como sustancia refrigerante propano producto, el cual es proporcionado por la misma planta de fraccionamiento.

La compresión se realiza por medio de cuatro compresores D4.81001, 02, 03, 04 del tipo centrífugo, de cuatro etapas, marca Nuovo Pignone, accionados por turbinas a gas. Estos compresores en operación normal requieren de una potencia de 4.280 HP y de capacidad máxima trabajan hasta 7200 HP; y las turbinas giran a 10.050 rpm. Estas especificaciones son las utilizadas actualmente en la planta para el enfriamiento de propano, iso-butano y n-butano; sin embargo, para nuestro caso en estudio no se tomarán en cuenta el iso-butano y el n-butano, pero sí se utilizarán las especificaciones de los equipos. La compresión se realiza desde una presión de 8 psia (55,17 KPa) hasta una presión de 256 psia (1,77 MPa). La descarga de los compresores se realiza a través de una línea de 20 pulg (508 mm) de diámetro, la cual va a la etapa de condensación.

La condensación se realiza en el condensador D2.81016, modelo Marley 1M12-13, enfriando el refrigerante con aire, el cual es suministrado por 24 ventiladores, cada uno accionado con un motor de 40 HP. Este condensador, es capaz de extraerle al refrigerante una carga calorífica de 84,67 MBTU/h (24,81 MW). Ya realizada la condensación, el refrigerante va al tambor D8.81001 a través de una línea de 12 pulg (304,8 mm) de diámetro.

El D8.81001 es el tambor acumulador horizontal, tiene 10 pies (3.048 mm) de diámetro interior, 48 pies (14.630,4 mm) de longitud y una capacidad de 30.000 gal U.S. (113,56 m³). Opera con un nivel de líquido refrigerante a 72 pulg (1.828,8 mm) de altura, a una presión de 251 psia (1,73 MPa) con una temperatura de 120 °F (49 °C). A este tambor también llega una línea de 2 pulg (50,8 mm) de diámetro que

viene de fraccionamiento, que se utiliza para suministrar propano producto al ciclo cerrado de refrigeración cuando haga falta. Del tambor 01 sale una línea de 10 pulg (254 mm) de diámetro, que va al tambor D8.81002 y en la cual, hay una válvula de control de flujo FC.02. En el tambor D8.81002 el líquido refrigerante se expande perdiendo presión y temperatura, lo cual hace que se vaporice parcialmente.

El D8.81002 es un tambor de expansión economizador, vertical con 7 pies (2.133,6 mm) de diámetro interior y 20 pies (6.096 mm) de altura, tiene una capacidad de 6.500 gal U.S. (24,61 m³). Opera a un nivel de líquido refrigerante de 81 pulg (2.057,4 mm) de altura, que es mantenido por acción directa de la válvula de control de flujo FC.02, a una presión de 151 psia (1,04 MPa) y a una temperatura de 82 °F (28 °C). Del tambor 02 salen dos líneas; una de 12 pulg (304,8 mm) de diámetro por donde sale el vapor hacia la succión de la cuarta etapa de los compresores, y la otra línea, es de 10 pulg (254 mm) de diámetro y va hasta los “chillers” D2.80908/09/10 para proveerlos de líquido refrigerante, esta línea posee una ramificación que va al tambor D8.81003 y en la cual está colocada una válvula de control de flujo FC.03. Cuando el líquido refrigerante llega al tambor 03, se expande perdiendo presión y temperatura, lo cual hace que se vaporice parcialmente.

El D8.81003 es un tambor de expansión de alta presión, es vertical, con 7 pies (2.133,6 mm) de diámetro interior, de 15 pies (4.572 mm) de altura, con una capacidad de 5.000 gal U.S. (18,93 m³). Opera con un nivel de líquido refrigerante de 48 pulg (1.219,2 mm) de altura, que es mantenido por la acción directa de la válvula de control de flujo FC.03, con una presión de 89 psia (613,74 KPa) y una temperatura de 47 °F (8 °C). Al tambor 03 llega otra línea de 16 pulg (406,4 mm) de diámetro, por la cual, vienen los vapores formados en los “chillers” D2.80908/09/10. Del tambor 03 salen dos líneas; una de 18 pulg (457,2 mm) de diámetro por donde sale el vapor hacia la succión de la tercera etapa de los compresores, y la otra línea, es de 8 pulg (203,2 mm) de diámetro y va hasta los “chillers” D2.80909/10 para proveerlos de

líquido refrigerante. Esta línea posee una ramificación que va al tambor D8.81004 y en la cual, está colocada una válvula de control de flujo FC.04. Cuando el líquido refrigerante llega al tambor 04, se expande perdiendo presión y temperatura, lo cual hace que se vaporice parcialmente.

El D8.81004 es un tambor de expansión de baja presión, es vertical, tiene 8 pies (2.438,4 mm) de diámetro, 10 pies (3.048 mm) de altura, con una capacidad de 4.700 gal U.S. (17,79 m³). Opera con un nivel de líquido refrigerante de 19 pulg (482,6 mm) que es mantenido por acción directa de la válvula de control de flujo FC.04, a una presión de 29 psia (199,98 KPa) con una temperatura de -12 °F (-24 °C). Al tambor 04 llega otra línea de 20 pulg (508 mm) de diámetro por donde viajan los vapores formados en los “chillers” D2.80909/10. Del tambor 04 salen dos líneas: una de 20 pulg (508 mm) por donde sale el vapor hacia la succión de la segunda etapa de los compresores, y otra de 6 pulg (152,4 mm) de diámetro que va hasta el “chiller” D2.80910 para proveerlos de líquido refrigerante. Los vapores formados en el chiller D2.80910 son conducidos por una línea de 24 pulg (609,6 mm) de diámetro hasta el tambor D8.81005.

El D8.81005 es un tambor de succión de baja temperatura, vertical, de 10 pies (3.048 mm) de diámetro, 10 pies (3.048 mm) de altura, con una capacidad de 7.800 gal U.S. (29,53 m³). Opera a una presión de 8,7 psia (60 KPa) con una temperatura de -60 °F (-51°C). El tambor 05 posee un serpentín de calefacción con propano vapor y la trampa de líquido. Estos sistemas están instalados con el fin de asegurar que no haya líquido refrigerante en el tambor 05. De este tambor sale solo una línea de 18 pulg de diámetro que conduce el vapor hasta la succión de la primera etapa de los compresores.^[12]

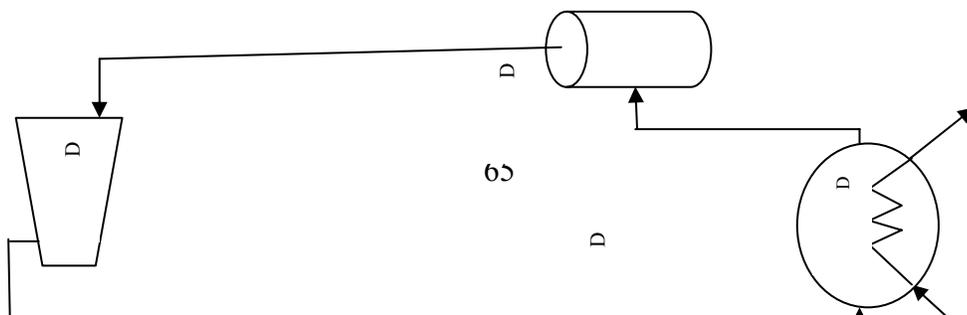


Figura. 2.17. Diagrama de flujo de la descripción del sistema de refrigeración.
(Fuente propia del investigador)

CAPITULO 3

DESARROLLO DEL PROYECTO

3.1. Desarrollo

3.1.1 Distinción de las variables críticas del proceso de refrigeración mecánica con propano

Las variables críticas a estudiar y evaluar en este proyecto son la carga de refrigerante, trabajo de compresión y calor retirado en los chillers, ya que son los factores más importantes en un proceso de refrigeración mecánica; estas fueron estudiadas en el capítulo II en la sección 2.11.

3.1.2 Definición de los rangos operacionales de las variables críticas del proceso de refrigeración mecánica

Mediante la información aportada por la Planta de Fraccionamiento, se logró establecer el rango operacional de los equipos empleados en el diseño del sistema de refrigeración mecánica en estudio. Cada uno de estos equipos fue descrito en el capítulo II, sección 2.11.3.

3.1.3 Estudio de la sensibilidad de las variables operacionales, del sistema de refrigeración mecánica, con respecto a la calidad del producto propano utilizado. Por medio del uso del simulador HYSYS versión 3.2

Una vez analizadas las características del producto propano, las condiciones del refrigerante, el sistema de refrigeración mecánica en estudio, y los equipos que lo comprenden y sus respectivas capacidades de operación; se procederá al uso del

simulador HYSYS versión 3.2 para representar el sistema de refrigeración mecánica que se desea evaluar.

Para la evaluación de dicho sistema se plantean tres diferentes casos, o casos principales, en los que se evaluará el efecto de la calidad del refrigerante; a su vez, a dichos casos principales se les realizarán perturbaciones, o casos secundarios, para evaluar el efecto de la composición del producto propano a refrigerar sobre el desempeño del sistema.

El arreglo para los casos principales se presenta de la siguiente manera (véase tabla 3.1):

- Caso base: en este sistema las composiciones, tanto del propano refrigerante como del propano producto, son iguales. Dichas composiciones son tomadas de las condiciones de diseño establecidas por la planta. Los resultados obtenidos de la evaluación de las variables críticas de este caso serán tomados como pivote para el análisis y comparación de los demás casos.
- Caso I: para este caso, las composiciones del refrigerante y el producto son distintas, manteniendo la composición de diseño del propano producto, y disminuyendo, aproximadamente, un dos por ciento la concentración de propano en el refrigerante con respecto al caso base planteado.
- Caso II: para el estudio de este caso, se fijará la misma composición de diseño del propano producto, y se aumentará la concentración de propano, en un 1.5%, en la corriente del refrigerante, con respecto a las composiciones de diseño.

Una vez establecidos los casos a evaluar, se le realizarán a cada uno de estos, cuatro perturbaciones, o casos secundarios, los cuales serán planteados de la siguiente manera (véase tabla 3.2):

- Caso A: Disminución de la concentración de etano y dióxido de carbono, en un dos por ciento, en la corriente de producto.
- Caso B: Aumento de la concentración de etano y dióxido de carbono, en un dos por ciento, en la corriente de producto.
- Caso C: Aumento de la concentración de etano y dióxido de carbono, en un cinco por ciento, en la corriente de producto.
- Caso D: Aumento de la concentración de etano y dióxido de carbono, en un diez por ciento, en la corriente de producto.

Como a cada caso principal se le realizarán estas cuatro perturbaciones, para una mejor identificación de las mismas, se les asignó al caso base el subíndice cero, al caso I el subíndice 1, y por último, al caso II el subíndice 2.

Para cada caso se manejó un caudal de alimentación de propano producto de 40.000Bl/día provenientes de la planta de fraccionamiento a una temperatura de 120°F y una presión de 279,7psia. Además, se fijó una temperatura de descarga de -47°F, debido a que ésta es la especificación de los tanques de almacenamiento refrigerado de propano que exige la planta.

Tabla 3.1. Composición en fracción molar del producto propano y refrigerantes empleados en cada caso.

COMPUESTOS	CASOS PRINCIPALES			
	PROPANO PRODUCTO (BASE)*	PROPANO REFRIGERANTE (BASE)*	PROPANO REFRIGERANTE CASO I	PROPANO REFRIGERANTE CASO II
Dióxido de carbono	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000
Etano	0.01382	0.01382	0.01520	0.00800
Propano	0.97238	0.97238	0.96910	0.98510
iso-butano	0.01340	0.01340	0.01420	0.00650
n-butano	0.00040	0.00040	0.00150	0.00040
Total	1.00000	1.00000	1.00000	1.00000

*[12]

Tabla 3.2. Composición en fracción molar de las perturbaciones realizadas al producto propano para cada caso en estudio.

COMPUESTOS	PERTURBACIONES			
	A	B	C	D
Dióxido de carbono	0.00000	0.00200	0.00500	0.00990
Etano	0.01354	0.01409	0.01440	0.01500
Propano	0.97266	0.97011	0.96690	0.96150
iso-butano	0.01340	0.01340	0.01330	0.01320
n-butano	0.00040	0.00040	0.00040	0.00040
Total	1.00000	1.00000	1.00000	1.00000

Luego de identificar las composiciones a emplear, tanto de refrigerante como de producto, se evaluará el efecto de las perturbaciones realizadas sobre las variables críticas del sistema. En la figura 3.1, se puede observar el esquema de la simulación realizada para dichos casos. Una vez realizada las simulaciones, se tomó nota de los valores arrojados por dicho simulador con respecto a las variables críticas de interés en este proyecto. Dichos valores están reportados en el capítulo siguiente.

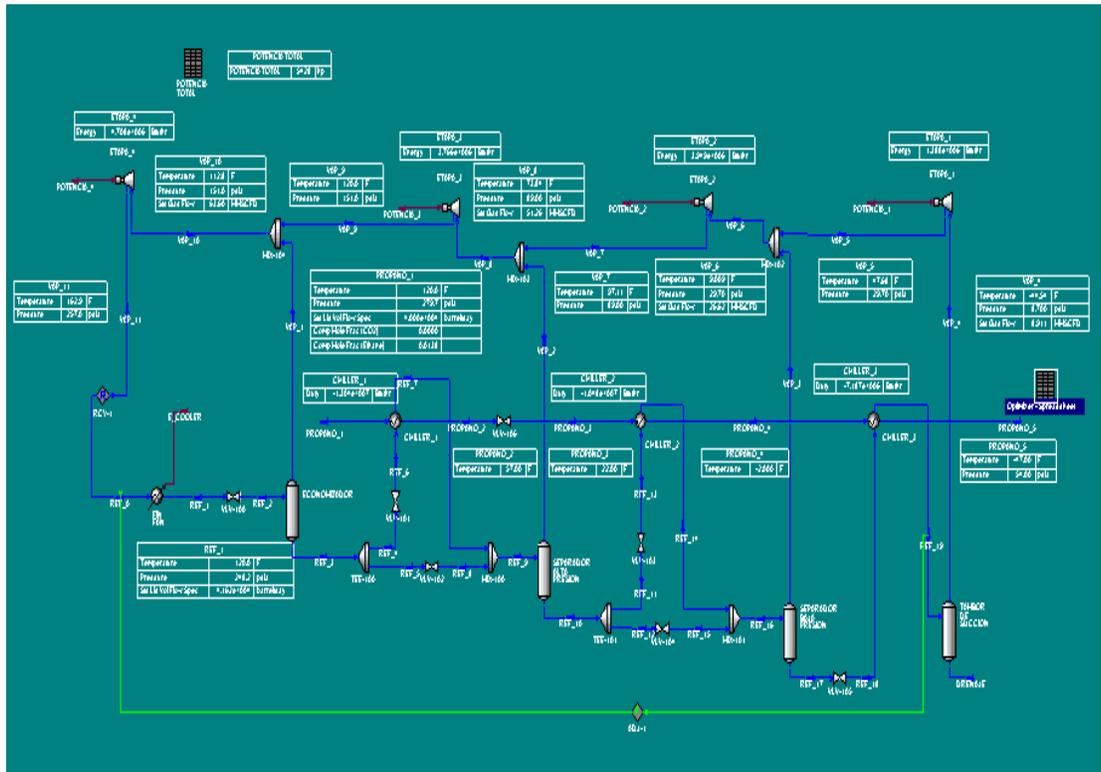


Fig. 3.1. Representación de la simulación del sistema de refrigeración mecánica.

3.1.4 Determinación del efecto que produce en el proceso de refrigeración mecánica un aumento o ausencia de CO₂ y C₂H₆ en la corriente de propano

Para el análisis de los efectos que se producen en el proceso de refrigeración mecánica, se utilizarán los resultados obtenidos a través del simulador, para la realización de tablas y gráficas, las cuales serán mostradas y analizadas en el capítulo siguiente.

3.1.5 Análisis de la eficiencia del ciclo de refrigeración mecánica para cada perturbación, por CO₂ y C₂H₆, asociada al sistema

El análisis de la eficiencia se realizará mediante el cálculo del coeficiente de rendimiento de cada ciclo de refrigeración, el cual, como se explicó anteriormente en el capítulo II sección 2.11.3.2.5, puede obtenerse a través de la ecuación 2.31.

$$COP_{base} = \frac{3.0707 \exp 7 \text{ BTU/h}}{1.3811 \exp 7 \text{ BTU/h}} = 2.2234$$

Los resultados del cálculo del coeficiente de rendimiento para cada caso se mostrarán en el capítulo siguiente.

3.1.6 Identificación de los límites de tolerancia de estos contaminantes para operar un sistema de refrigeración mecánica óptimo.

Tomando en cuenta la información facilitada por la planta de Fraccionamiento, se tomó como parámetro máximo una relación molar etano/propano de 0.016. Sin embargo, para la evaluación de nuestro sistema se tomó como referencia la relación molar etano/propano presentes en la composición de diseño del producto y refrigerante.

$$\text{etano/propano} = \frac{0.01382}{0.97238} = 0.014$$

Esta misma metodología fue empleada para todos los casos y sus perturbaciones, para identificar si dichos casos se encuentran dentro del rango óptimo.

CAPITULO 4

DISCUSIÓN DE RESULTADOS

4.1. Resultados.

En las tablas 4.1, 4.2 y 4.3 se muestran los valores de las variables críticas en estudio arrojados por el simulador y los resultados de los cálculos del coeficiente de operación para cada caso y sus perturbaciones. En la tabla 4.4 se muestran los valores obtenidos de la relación molar entre el etano y el propano presentes en la corriente de alimentación de propano producto y propano refrigerante.

4.1.1 Caso base

Tabla 4.1. Valores obtenidos de las variables críticas del proceso y cálculo del COP para el caso base y sus perturbaciones.

CASO	Pot. Comp.	CH ₁ *10 ⁻⁷	CH ₂ *10 ⁻⁷	CH ₃ *10 ⁻⁶	C. Ref.	COP
Base	5428	-1.304	-1.048	-7.187	41620	2.2234
A _o	5428	-1.304	-1.048	-7.187	41610	2.2234
B _o	5432	-1.306	-1.048	-7.191	41650	2.2235
C _o	5439	-1.308	-1.049	-7.198	41720	2.2236
D _o	5450	-1.313	-1.051	-7.208	41810	2.2246

4.1.2. Caso uno

Tabla 4.2. Valores obtenidos de las variables críticas del proceso y cálculo del COP para el caso uno y sus perturbaciones.

CASO	Pot. Comp.	CH1*10 ⁻⁷	CH2*10 ⁻⁷	CH3*10 ⁻⁶	C. Ref.	COP
UNO	5425	-1.304	-1.048	-7.187	41620	2.2246
A ₁	5425	-1.304	-1.048	-7.187	41620	2.2246
B ₁	5429	-1.306	-1.048	-7.191	41650	2.2247
C ₁	5435	-1.308	-1.049	-7.198	41700	2.2249
D ₁	5446	-1.313	-1.051	-7.208	41790	2.2262

4.1.3 Caso dos

Tabla 4.3. Valores obtenidos de las variables críticas del proceso y cálculo del COP para el caso dos y sus perturbaciones.

CASO	Pot. Comp.	CH1*10 ⁻⁷	CH2*10 ⁻⁷	CH3*10 ⁻⁶	C. Ref.	COP
DOS	5436	-1.304	-1.048	-7.187	41600	2.2201
A ₂	5436	-1.304	-1.048	-7.187	41600	2.2201
B ₂	5440	-1.306	-1.048	-7.191	41630	2.2202
C ₂	5447	-1.308	-1.049	-7.198	41680	2.2203
D ₂	5457	-1.313	-1.051	-7.208	41780	2.2217

Donde:

Pot. Comp: potencia de compresión, [HP].

CH1: calor desprendido en el chiller 1, [BTU/h].

CH2: calor desprendido en el chiller 2, [BTU/h].

CH3: calor desprendido en el chiller 3, [BTU/h].

C. Ref: carga de refrigerante, [bbl/día].

COP: coeficiente de operación.

Tabla 4.4. Valores obtenidos de la relación molar entre etano y propano para el propano producto y propano refrigerante empleado en cada caso estudiado

	C ₃ H ₈ Producto					C ₃ H ₈ Refrigerante		
	BASE	A	B	C	D	BAS E	I	II
etano/propano	0.014	0.014	0.015	0.015	0.016	0.014	0.016	0.008

Estos resultados se pueden apreciar de manera más sencilla en las siguientes gráficas para cada caso y sus respectivas perturbaciones.

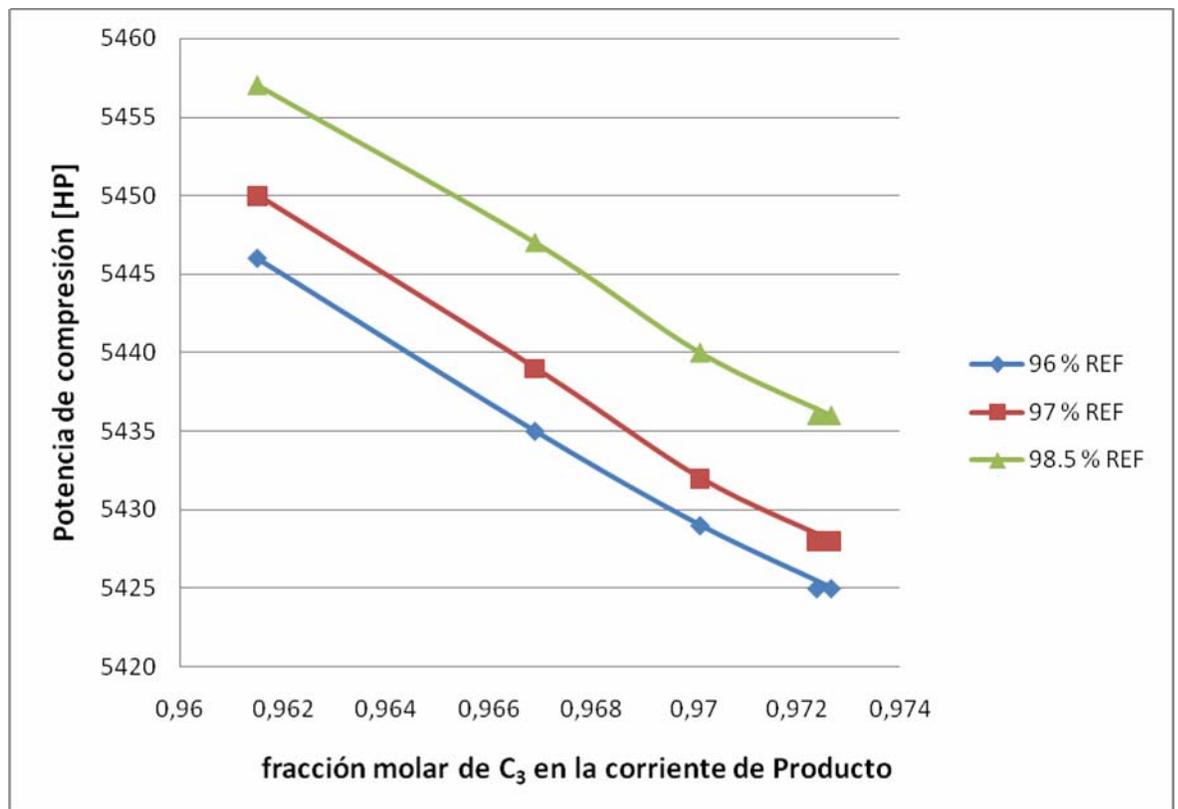


Figura 4.1. Variación de la potencia de compresión para cada caso y sus perturbaciones.

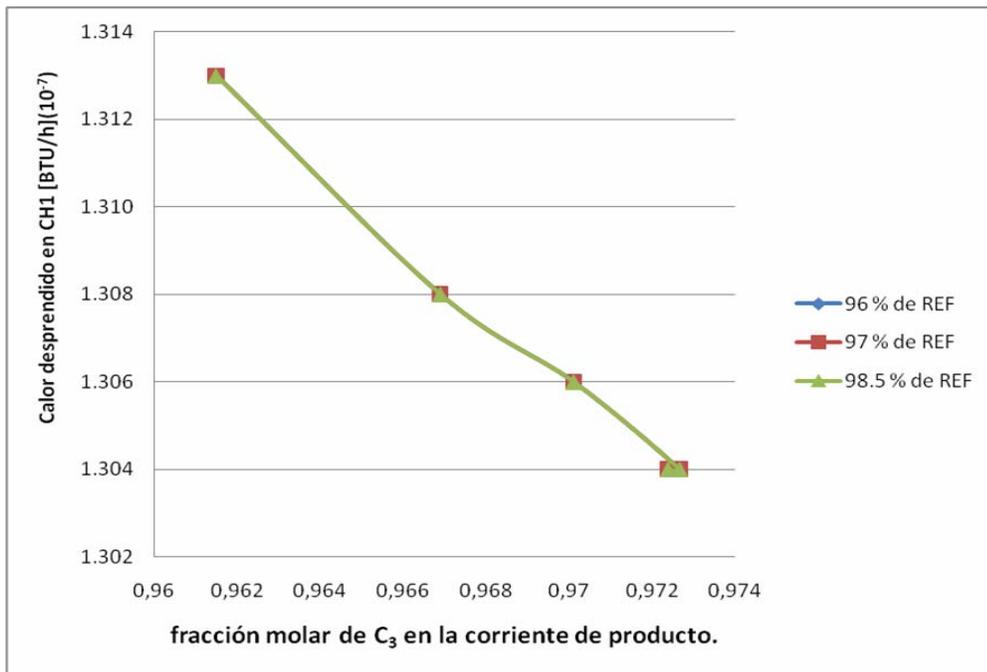


Figura 4.2. Calor desprendido del chiller uno para cada caso y sus perturbaciones.

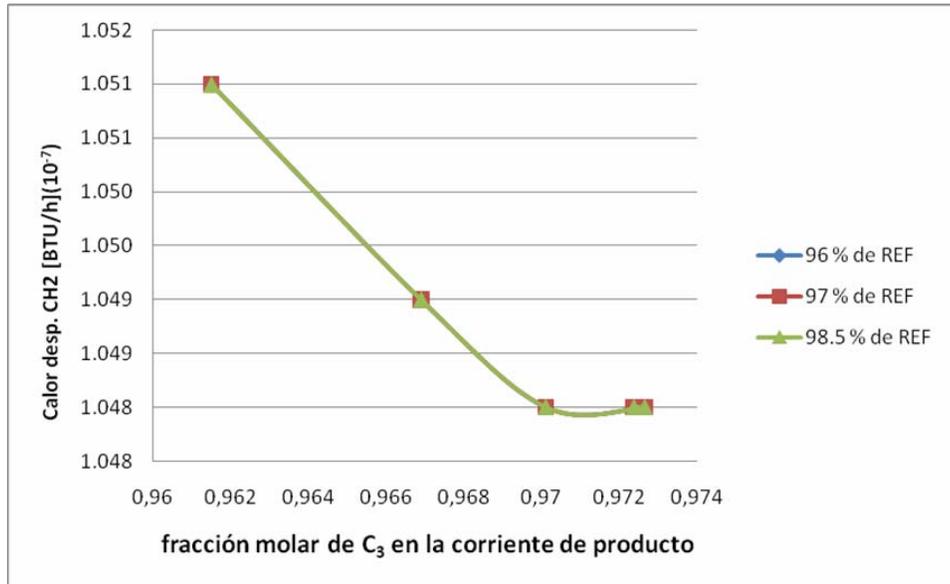


Figura 4.3. Calor desprendido en el chiller dos para cada caso y sus perturbaciones.

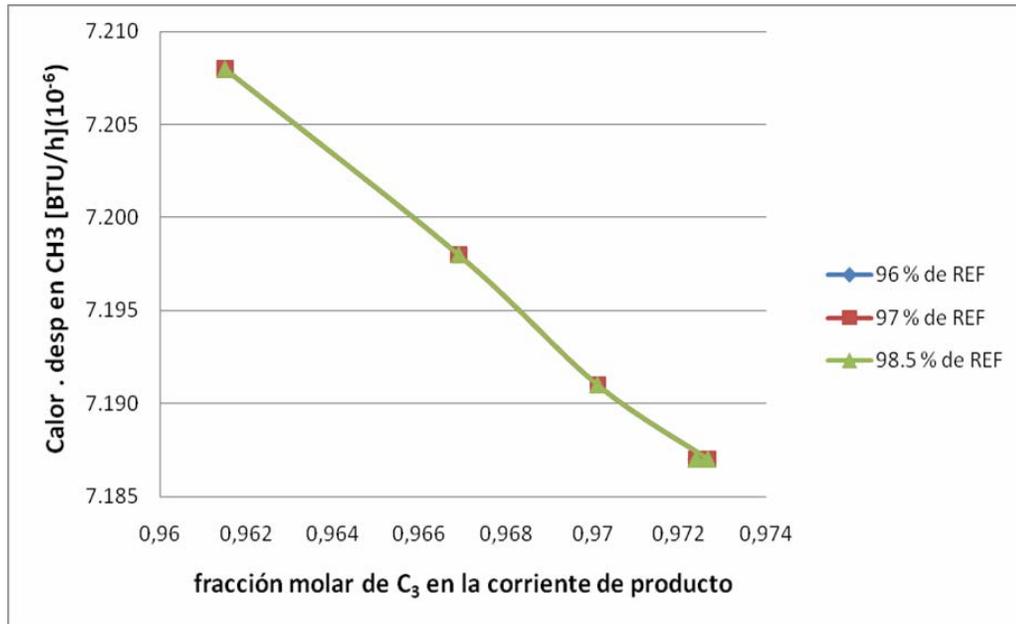


Figura 4.4. Calor desprendido en el chiller tres para cada caso y sus perturbaciones.

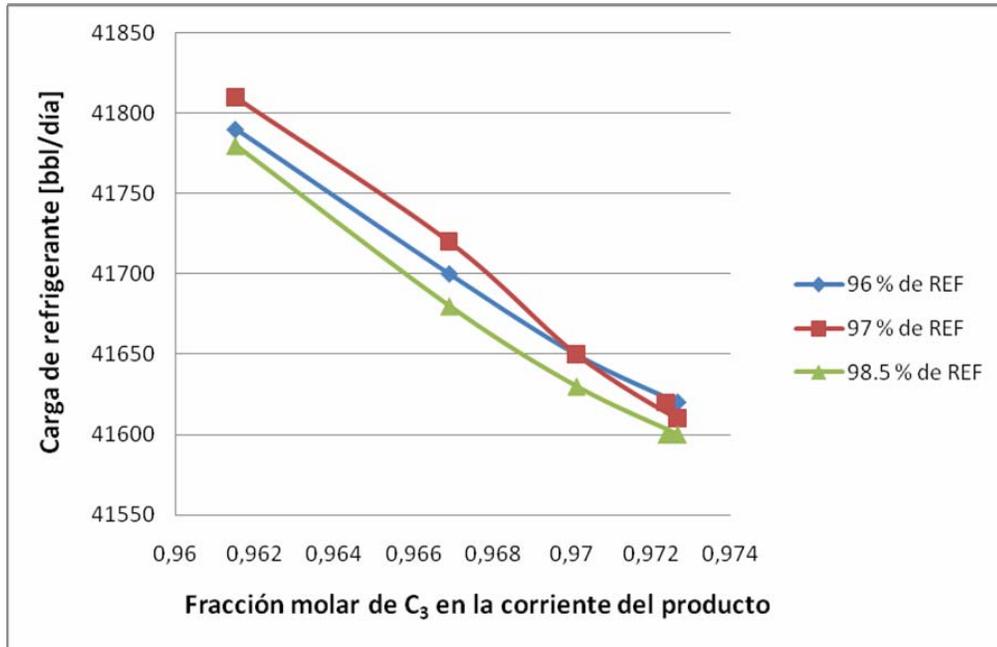


Figura 4.5. Variación de la carga de refrigerante para cada caso y sus perturbaciones.

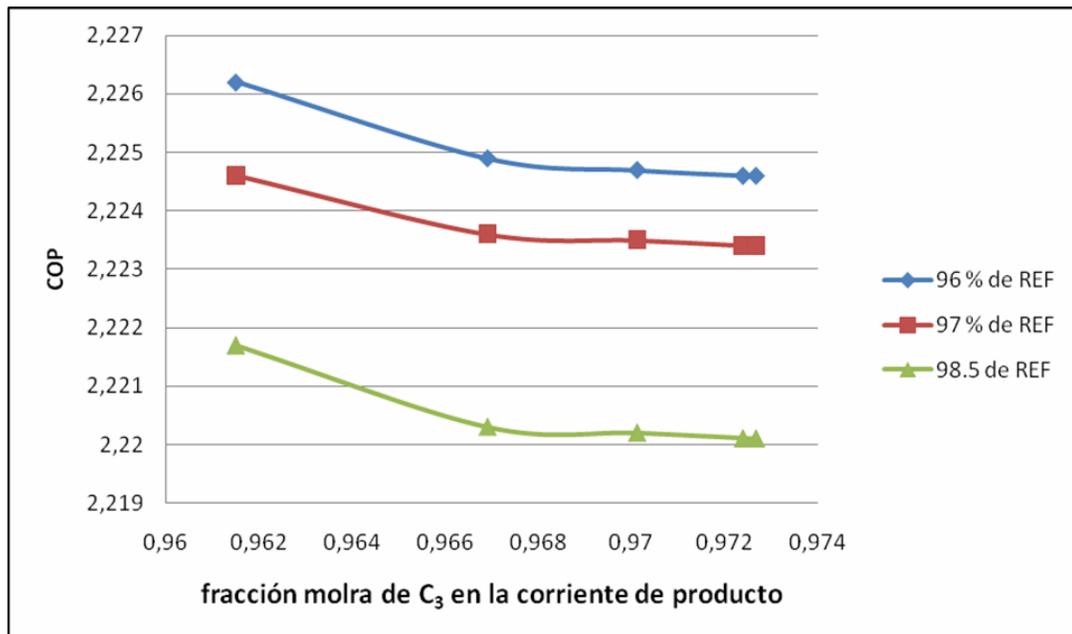


Figura 4.6. Variación del COP para cada caso y sus perturbaciones.

Analizando la potencia de compresión requerida para los casos y sus perturbaciones, se puede apreciar que los valores se encuentran dentro del rango operacional mencionados en el capítulo II. También se observa, que al aumentar la concentración de las impurezas en el producto aumenta la potencia de compresión, como ocurre figura 4.1, afirmando así que son directamente proporcionales, esto debido que al aumentar la concentración de impurezas se aumenta la presión de condensación, y por ende, se necesita mayor carga de refrigerante que genera mayor trabajo en los compresores. Esto concuerda con los valores de carga de refrigerante reflejados en la tabla 4.1, en donde se confirma el aumento del mismo conforme aumenta la concentración de las impurezas.

Con respecto al calor retirado en los chillers, se puede notar que a medida que aumenta la concentración en la corriente de producto, aumenta el calor retirado para lograr alcanzar la temperatura de especificación. Esto se debe a que las impurezas, o componentes livianos, presentes en el producto, aumentan la capacidad calorífica del mismo, necesitándose así, retirar mayor cantidad de calor del mismo para poder disminuir su temperatura. En las figuras 4.2, 2.3 y 4.4, se puede observar que el cambio en el calor desprendido en los chillers 1, 2 y 3, para cada perturbación no es apreciable, ya que los valores arrojados por el simulador fueron similares, como se deja ver en la tabla 4.1. Sin embargo, para el caso base y el caso A₀ los valores obtenidos son exactamente iguales, lo cual nos permite afirmar que la presencia del dióxido de carbono tiene mayor influencia sobre los chillers y los compresores que el etano, ya que a partir del caso B₀ donde comienza a existir presencia de dióxido de carbono en el sistema se observan cambios más apreciables sobre estos equipos.

Según los resultados obtenidos para el coeficiente de rendimiento, se observa que a mayor concentración de impurezas aumenta dicho coeficiente, como se observa en la figura 4.6, por lo tanto, disminuye la eficiencia del ciclo de refrigeración.

Para el caso (1) y sus perturbaciones se pudo apreciar, de acuerdo con los valores obtenidos, que la potencia de compresión para cada uno de ellos sigue manteniéndose dentro del rango operacional establecido, y además presentan un comportamiento directamente proporcional al aumento de la concentración de impurezas en la corriente de producto. Una vez más, se comprobó que la mayor influencia, tanto en la potencia de compresión como el calor desprendidos en los chillers, la tiene la presencia de dióxido de carbono, tiene un comportamiento similar al del caso base en donde se observa la similitud de los valores obtenidos del simulador y debido a esto el cambio de calor depreendido para cada caso es poco apreciable.

Con respecto a la carga de refrigerante, se observa el mismo comportamiento proporcional al aumento de la concentración de impurezas, como se puede apreciar en la figura 4.5.

Observando los resultados obtenidos para el coeficiente de rendimiento, se puede notar que a mayor concentración de impurezas aumenta dicho coeficiente, por lo tanto, disminuye la eficiencia del ciclo de refrigeración.

Para el análisis del caso (2) y sus perturbaciones, se sigue observando tanto en la potencia de compresión como el calor desprendido en los chillers y la carga de refrigerante, un comportamiento directamente proporcional al aumento de la concentración de impurezas.

Una vez más, se nota una variación en los valores obtenidos al comenzar la presencia de dióxido de carbono en la corriente de producto.

Con los valores obtenidos para el coeficiente de rendimiento, se aprecia que a mayor concentración de impurezas aumenta dicho coeficiente, por lo tanto, disminuye la eficiencia del ciclo de refrigeración.

4.1.4 Comparación de los casos y sus perturbaciones

4.1.4.1 Potencia de Compresión

Observando los resultados obtenidos para los tres casos planteados y sus perturbaciones, se aprecia que la menor potencia de compresión requerida la presenta el caso uno, en el cual, el refrigerante posee menor concentración de propano, ya que su presión de condensación es menor a la del refrigerante empleado en los casos base y caso dos.

4.1.4.2 Chillers

Los valores obtenidos nos permiten comprobar que para una corriente de producto, el calor que se requiere retirar para alcanzar determinada temperatura va a depender de la composición del mismo independientemente de la composición y cantidad del refrigerante empleado.

Tomando como ejemplo los casos B_0 , B_1 y B_2 reflejados en las tablas 4.1, 4.2 y 4.3 respectivamente, se observa que la cantidad de calor retirado es la misma.

4.1.4.3 Carga de refrigerante

Analizando los resultados arrojados, se aprecia que la carga del refrigerante va a depender tanto de la composición del refrigerante como la del producto. Como se puede ver, para un refrigerante más puro (caso dos) se necesita menor carga del mismo, sin embargo, si mantenemos constante la composición del refrigerante y

perturbamos el producto vamos a obtener que para mayor concentración de impurezas mayor será la carga de refrigerante necesaria.

4.1.4.4 COP

Comparando los coeficientes de rendimiento de cada caso, se observa que el sistema más eficiente se presenta en el caso dos y sus perturbaciones, donde este coeficiente fue menor con respecto a los otros casos. El sistema con menor eficiencia resultó ser el caso uno y sus perturbaciones, debido a que el COP calculado fue mayor al de los demás casos estudiados.

4.1.4.5 Relación molar etano/propano

El límite de tolerancia máximo de contaminantes empleado en nuestro sistema fue de 0.014, por lo tanto, como se observa en la tabla 4.4, aquellos casos en los que la relación molar etano/propano es mayor a este límite, correspondientes a las corrientes de propano producto y propano refrigerante con mayor cantidad de impurezas, se consideran no óptimos. A su vez se observa, que al emplear refrigerantes de gran pureza, con relación molar etano/propano menor al límite de tolerancia establecido, el ciclo de refrigeración es óptimo.

CAPITULO 5

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 Conclusiones

- Para decidir la mejor configuración de los equipos de un proceso, es necesario distinguir las variables a estudiar antes de diseñarlo.
- Las variables más importantes a considerar en un sistema de refrigeración mecánica son la potencia de compresión, calor desprendido en los chillers y la carga de refrigerante.
 - El establecer los criterios máximos y mínimos de las variables a estudiar, nos permite conocer qué equipos se deben utilizar para no sobre valorizar el proyecto.
 - El simulador HYSYS nos permite evaluar el comportamiento de las variables críticas de un proceso ante cualquier perturbación.
 - A menor concentración de CO_2 y C_2H_6 , menor será la potencia de compresión, y viceversa.
 - A mayor concentración de CO_2 y C_2H_6 , mayor será la cantidad de calor que se desprenda, y viceversa.
 - Cuando se aumentan las impurezas en una corriente de producto, es necesario aumentar la carga de refrigerante.
 - Al aumentar la concentración de CO_2 y C_2H_6 , menor será la eficiencia del ciclo de refrigeración.
 - Para operar un sistema de refrigeración mecánica óptimo la relación molar etano/propano no debe ser mayor de 0.014.

5.2 Recomendaciones

- Monitorear constantemente la composición de la alimentación, de producto y refrigerante, al proceso para mantenerla dentro del rango de diseño y así, prevenir daños futuros en los equipos.
- Para evitar la entrada de impurezas al sistema de refrigeración se pueden aplicar procesos de purga, inyección de metanol, venteo, etc.
- A manera de estudio se pueden utilizar otros compuestos como impurezas, para así comparar cuál tiene mayor impacto sobre el sistema con respecto a este proyecto.

BIBLIOGRAFÍA

1. DR.MOSHFEGHIAN, M. **“Impacto de las Impurezas Sobre un Sistema de Refrigeración”**. 2008. www.jmcampbell.com/febrero-2008---espanol
2. CONVENIO PDVSA, UDO, CEPET. **“Programas de Actualización de Ingeniería de Gas. Introducción a las Propiedades de los Hidrocarburos”** Puerto La Cruz, (1992).
3. LIC. RIVIELLO, V. **“Diccionario de Términos de PEMEX Refinación”**. México, 2009. www.energiauacm.org.mx/pdf/DICREF.PDF
4. GPSA, Engineering Data Book. 11^a Edición (Electrónica), FPS Volúmenes I y II. Petróleos Mexicanos., México, 2009.
5. PUEBLA, Universidad de las Américas. **“Ciria. Centro Interactivo de Recursos de Información y Aprendizaje”**. Santa Catarina Mártir, San Andrés Cholula, Puebla. CP 72820. México. @ udlap.mx; actualizado al 4-enero-2010. www.catarina.udlap.mx/u_dl_a/tales/documentos/...r.../capitulo4.pdf
6. BARBERII, Efrain E. **“El Pozo Ilustrado”**. Quinta edición, ediciones FONCIED, Caracas, 2001.
7. CENGEL, Yunus A.; Boles Michael A. **“Termodinámica”**, Segunda Edición. Editorial McGraw-Hill, 2004.
8. CAMPBELL, John.M., **“Gas conditioning and Processing, Vol 1, Chapter 8, Energy Changes”**, 7th Edition, Edited by R.A. Hubbard, John M. Campbell & Company, Norman, USA, 2000.
9. PERRY, Robert H.; Chilton, Cecil H. **“Manual del Ingeniero Químico”**, Séptima Edición, Editorial Mc. Graw Hill, 2001.
10. MARTÍNEZ, I. **“Termodinámica Básica y Aplicada”**. Editorial Dossat. España, 1992. www.scribd.com/.../Maquinas-Térmicas-de-Refrigeración

11. Dr. Ing. BRIZUELA, E. **“Guía de Trabajos Prácticos zipeada, Problemas 6720.zip”** Universidad de Buenos Aires, Facultad de Ingeniería. Buenos Aires, 2003.
www.fi.uba.ar/materias/6720/unidad3.PDF
12. CORPOVEN, Filial de PDVSA. Proyecto A.C.C.R.O, Expansión del Complejo Criogénico Zona Este. Patio de Tanque y Área de Refrigeración Jose, **“Manual de Operaciones”**. Volumen 1. Anzoátegui-Venezuela, 1993.
13. NUOVO PIGNONE. **“Instruction Book”**. Manual-Volume I.
14. SOLÓRZANO, M.; Archila, C. **“Diseño y Construcción de un Dispositivo de Almacenamiento Térmico para Procesos de Alimentos, Agroindustriales e Industriales”**. Universidad de la Salle, Facultad de Ingeniería y Automatización, Bogotá D.C, 2008.
www.tegra.lasalle.edu.co/dspace/bitstream/10185/903/1/44022055.pdf
15. PUEBLA, J. **“Manual de Buenas Prácticas en Refrigeración”**. Fondo de Reconversión Industrial (FONDOIN). Caracas-Venezuela. 11 de agosto de 2008.
www.scribd.com/.../Manual-de-Buenas-Practicas-en-Refrigeración
16. Otras Referencias:
KERN, Donald Q. **“Procesos de Transferencia de Calor”** Primera Edición, México, CECSA, 1965.
www.gasur.com.uy/preguntas.html (Gas Propano)
www.alisandesinfecciones.com/userfiles/File/R... (Condensador)
www.imagenes.mailxmail.com/cursos/imagenes/9/7/ev... (Evaporador)
www.es.wikipedia.org/ (Válvula)

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO

TÍTULO	“Evaluación del efecto del dióxido de carbono y etano presentes en el producto propano sobre las variables del sistema de refrigeración mecánica de una planta de fraccionamiento en el oriente del país”
SUBTÍTULO	

AUTOR (ES):

APELLIDOS Y NOMBRES	CÓDIGO CVLAC / E MAIL
Centeno, Mónica	CVLAC: 15.705.767 EMAIL: monicent@hotmail.com
Zavala, Yessenia	CVLAC: 15.035.435 EMAIL: yesiblue@hotmail.com

PALÁBRAS O FRASES CLAVES:

Evaluación

Gas natural

Refrigeración

Fraccionamiento

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

ÁREA	SUB ÁREA
Ingeniería y Ciencias Aplicadas	Ingeniería Química

RESUMEN (ABSTRACT):

Este trabajo tuvo como objetivo principal evaluar el efecto del dióxido de carbono y etano presentes en el producto propano sobre las variables del sistema de refrigeración mecánica de una planta de Fraccionamiento en el Oriente del país, la cual, emplea propano refrigerante para enfriar varios compuestos a la vez (propano, n-butano, i-butano). Se planteó un sistema de refrigeración mecánica para la refrigeración de producto propano, empleando propano como refrigerante, siendo este sistema considerado como caso base para cada una de los análisis posteriores. Seguidamente, se realizaron cuatro perturbaciones al sistema, consideradas como caso A, caso B, caso C y caso D. La evaluación se realizó por medio, de la descripción del sistema empleado, estableciendo las propiedades críticas de las variables operacionales del mismo, y la sensibilidad de dichas variables con respecto a la calidad del producto a través de la aplicación del simulador HYSYS versión 3.2; de esta manera, se pudo determinar el efecto que produce en el proceso de refrigeración el aumento o ausencia de dichas impurezas en la corriente, con el fin de definir la eficiencia del sistema de refrigeración y así identificar los límites de tolerancia de estos contaminantes para operar un sistema de refrigeración óptimo. Se comprobó que al aumentar la concentración de componentes livianos en un producto a refrigerar, mayor será la cantidad de calor a retirar de este, el trabajo de compresión de refrigerante, y por consiguiente, el flujo de refrigerante empleado; mientras que la eficiencia del sistema disminuye. También se pudo comprobar que al aumentar la pureza del refrigerante se aumenta la eficiencia del ciclo.

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

CONTRIBUIDORES:

APELLIDOS Y NOMBRES	ROL / CÓDIGO CVLAC / E-MAIL				
Ferreira, Nelson	ROL	CA	AS (X)	TU	JU
	CVLAC:	V-8869051			
	e-mail:	nelfr@hotmail.com			
Moncada, Fidelina	ROL	CA	AS	TU	JU(X)
	CVLAC:	V- 13366691			
	e-mail:	fidelina@cantv.net			
Guerra, Oly	ROL	CA	AS	TU	JU(X)
	CVLAC:	V-3733796			
	e-mail:	olyguerra1@hotmail.com			

FECHA DE DISCUSIÓN Y APROBACIÓN:

2010	02	03
AÑO	MES	DÍA

LENGUAJE. SPA

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

ARCHIVO (S):

NOMBRE DE ARCHIVO	TIPO MIME
Tesis.Evaluación_dióxidodecarbono_refrigeración.doc	Aplicación/msword

CARACTERES EN LOS NOMBRES DE LOS ARCHIVOS: A B C D E F G H I J K L M N O P Q
R S T U V W X Y Z . a b c d e f g h i j k l m n o p q r s t u v w x y z . 0 1 2 3 4 5 6 7 8 9 .

ALCANCE

ESPACIAL: _____ (OPCIONAL)

TEMPORAL: _____ (OPCIONAL)

TÍTULO O GRADO ASOCIADO CON EL TRABAJO:

Ingeniero Químico

NIVEL ASOCIADO CON EL TRABAJO:

Pregrado

ÁREA DE ESTUDIO:

Departamento de Ingeniería Química

INSTITUCIÓN:

Universidad de Oriente Núcleo de Anzoátegui

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

DERECHOS

De acuerdo al artículo 41 del Reglamento de Trabajo de Grado:

“Los Trabajos de Grado son exclusiva propiedad de la Universidad y solo podrán ser utilizados a otros fines con el consentimiento del Consejo de Núcleo respectivo, quien lo participará al Consejo Universitario”

Mónica Centeno

AUTOR

Yessenia Zavala

AUTOR

Ing. Nelson Ferreria

TUTOR

Ing. Fidelina Moncada

JURADO

Ing. Oly Guerra

JURADO

Prof. Yraima Salas

POR LA SUBCOMISION DE TESIS