

UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA QUÍMICA



**“EVALUACIÓN DE LA FACTIBILIDAD TÉCNICA PARA EL
MANEJO DE GAS, A UN CAMBIO DE PRESIÓN DE SUCCIÓN DE 800 A
500 PSIG, EN UNA PLANTA COMPRESORA”**

PRESENTADO POR:
Carolina del Valle Viera Lares

**Trabajo de Grado presentado ante la Universidad de Oriente como
Requisito Parcial para optar al Título de INGENIERO QUÍMICO**

Barcelona, Julio de 2009

UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA QUÍMICA



**“EVALUACIÓN DE LA FACTIBILIDAD TÉCNICA PARA EL
MANEJO DE GAS, A UN CAMBIO DE PRESIÓN DE SUCCIÓN DE 800 A
500 PSIG, EN UNA PLANTA COMPRESORA”**

Ing. Quím. Osvaldo Ochoa

Asesor Académico

Firma

Ing. Mec. Diana Torres

Asesor Industrial

Firma

Barcelona, Julio de 2009

UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA QUÍMICA



**“EVALUACIÓN DE LA FACTIBILIDAD TÉCNICA PARA EL
MANEJO DE GAS, A UN CAMBIO DE PRESIÓN DE SUCCIÓN DE 800 A
500 PSIG, EN UNA PLANTA COMPRESORA”**

Ing. Quím. Osvaldo Ochoa
Asesor Académico

Ing. Quím. Fidelina
Moncada
Jurado Principal

Ing. Quím. Raúl Miranda
Jurado Principal

Barcelona, Julio de 2009

RESOLUCIÓN

ARTÍCULO N° 44

Del Reglamento sobre Trabajo de Grado:

“Los trabajos de grado son de exclusiva propiedad de la Universidad y sólo podrán ser utilizados para otros fines con el conocimiento del Consejo de Núcleo respectivo, quién lo participará al Consejo Universitario”.

DEDICATORIA

Primeramente a **Dios** por darme la fortaleza necesaria para salir adelante y nunca perder la Fe. A mí **Familia** especialmente a mí **Madre** y a mi **Padre** y mis **Hermanas** son parte fundamental de mi esfuerzo por ellos siempre salí y saldré adelante a pesar de los obstáculos. A mis **tíos, abuelos, primos** en especial a ti primito que Dios te tenga en su Gloria **Luís Alfredo**, a todos ellos les dedico la realización de este trabajo para poder cumplir con la meta que me trace desde que inicie los estudios de Ingeniería.

AGRADECIMIENTO

Gracias a mí **Dios** que es mi fortaleza, mi castillo que me ha permitido tener una familia Maravillosa de la cual me siento orgullosa y ser la persona que soy. Gracias mi Dios tú nunca me desamparaste y dejaste en la oscuridad.

A mi madre **Olga** por ser ese Ángel a la cual adoro como a nadie y respeto mucho, mi amiga mi compañera de verdad eres única, que Dios siempre te bendiga. **Mil Gracias Madrecita** por todo el cariño que me has dado.

A mi padre **Carlos**, siempre le pido a Dios que te cuide y proteja. Mil Gracias por ayudar hacer la persona que soy ahora.

A mis queridas hermanas **Karelys y Yeissy** por todo su amor incondicional siempre juntas ante cualquier obstáculo. Mil Gracias por siempre estar en los momentos que las necesito.

A mí **Tía Gladys** esa segunda madre que Dios me regaló siempre ha sido ejemplo de constancia y fortaleza Gracias Tía.

A mis muñecos Axel, Valeria, Valentina y Aaroncito son mis tesoros.

A la **Universidad de Oriente**, por ser la casa en la cual me forme académicamente a todos sus Profesores Mil Gracias.

A mí amiga de alma por siempre estar conmigo en todo momento Mil Gracias **Isabel** por tu compañerismo por tu amistad nunca me dejaste sola.

A la **Sra. Amarlis Bravo** por su eterna colaboración para mi familia Mil Gracias.

A todo el personal de las **Plantas Compresoras Santa Ana III y el Toco II**, de verdad que no tengo palabras para agradecerle su colaboración en todo momento.

A mi asesor Académico **Oswaldo Ochoa** por toda su colaboración, siempre estar dispuesto a ayudarme. Mil gracias Profesor Dios lo bendiga.

A mi Asesora Industrial **Diana K. Torres** por ser más que asesora fue una amiga con la cual conté y aprendí que la constancia siempre nos llevará al logro de nuestras metas teniendo a Dios presente.

Al **Sr. Félix** por su humildad, sus consejos y colaboración en mis pasantías mis respeto hacia él. Mil Gracias.

A mis compañeros de estudios y amigos **Vanessa, Giamer, Igor, Carlos y Geober** por todos los momentos que pasamos Gracias muchachos.

A la **Sra. Lula, Lucy y Mary** me sentí como en mi segundo hogar, Gracias por abrirme la puerta de su casa durante la realización de mis pasantías siempre las tendré presente.

No se podía olvidar a mis viejos, a todos mis abuelos Gracias a Dios por tenerlos vivos y puedan ver su sueño de verme graduar. A mis viejos **Manuel y Adolfo** y mis viejitas **Lucrecia y Ligía** a todos Gracias por su cariño.

Carolina Viera Lares

RESUMEN

En el presente trabajo se evaluaron las unidades del sistema de compresión de la planta compresora Santa Ana III, mediante el estudio del comportamiento del motocompresor K2, del sistema de compresión propio de PDVSA GAS, al ser sometido a un cambio de presión de succión de 800 a 500 psig. El desarrollo de esta evaluación incluyó la identificación de los métodos de diseño de los separadores gas-líquido, así como los parámetros necesarios para el estudio de los compresores reciprocantes y enfriadores de gas con aire. Además se tomaron en cuenta las normas de PDVSA y para su aplicación se utilizó el programa Microsoft Excel. Posteriormente, se realizó el levantamiento de la red de tubería de la planta que permitió obtener las características de las líneas y las condiciones operacionales, requeridas por los programas de simulación PROII y PIPEPHASE. Adicionalmente se tomaron las muestras para el análisis cromatográfico del gas en cada punto del sistema. Todo esto sirvió para determinar la potencia requerida para cada etapa de compresión a las diferentes condiciones de operación. La eficiencia de los depuradores instalados se encuentra por encima del 80%. Seguidamente mediante la interpretación de los diagramas de fase P;T se pudo conocer que el gas de campo de la segunda etapa se encuentra dentro de la zona bifásica lo que estaría generando un arrastre de líquido hacia las unidades compresoras. Por último, el motocompresor estará en capacidad de operar a las nuevas condiciones con un flujo de gas 21,8 MMPCED.

INDICE

RESOLUCIÓN	IV
DEDICATORIA	V
AGRADECIMIENTO	VI
RESUMEN	VIII
INDICE	IX
CAPITULO I	9
1.1 PDVSA GAS	9
1.2 UBICACIÓN GEOGRÁFICA	9
1.3 PLANTA COMPRESORA SANTA ANA III	11
1.3.1. Sistema de compresión propio PDVSA.....	12
1.3.2. Sistema de compresión contratado	12
1.4 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	13
1.5 OBJETIVOS	14
1.5.1 <i>Objetivos General</i>	14
1.5.2 <i>Objetivos Específicos</i>	14
CAPITULO II	16
2.1. ANTECEDENTES.....	16
2.2. GAS NATURAL	17
2.2.1. <i>Características del gas natural</i>	17
2.2.2 <i>Compresibilidad de los gases</i>	17
2.2.3 <i>Factor de compresibilidad (Z)</i>	17
2.2.4 <i>Contenido de líquido de un gas</i>	18
2.2.5 <i>Capacidad calorífica a presión constante</i>	18
2.2.6 <i>Peso molecular de una mezcla</i>	20
2.2.7 <i>Gravedad específica</i>	20
2.2.8 <i>Densidad</i>	21
2.3 SISTEMA DE DEPURACIÓN.....	21
2.3.1 <i>Separadores físicos</i>	21

2.3.2	<i>Clasificación y descripción de los separadores</i>	22
2.3.2.1	Separadores horizontales	22
2.3.2.2	Separadores verticales	23
2.3.3	<i>Principio básicos para la separación física</i>	25
2.3.3.1	Proceso de separación.....	26
2.3.3.2	Cantidad de Movimiento	26
2.3.3.3	Coalescencia.....	26
2.3.3.4	Velocidad crítica en los separadores.....	27
2.3.3.5	Valores de la constante de Souders Brown para los separadores.....	28
2.3.4	<i>Principios básicos en el diseño de separadores</i>	29
2.3.4.1	Caudal del gas a condiciones operacionales	29
2.3.4.2	Caudal de líquido a condiciones operacionales	30
2.4.4	<i>Proceso de Compresión</i>	42
2.4.4.1	Proceso isotérmico	42
2.4.4.2	Proceso politrópico.....	43
2.4.4.3	Proceso adiabático.....	43
2.4.5	<i>Motor de cuatro tiempos</i>	44
2.5	SISTEMA DE ENFRIAMIENTO	47
2.5.1	<i>Enfriadores por aire</i>	48
2.5.1.1	Generalidades	50
2.6	NORMATIVA PDVSA PARA EL DISEÑO Y EVALUACIÓN DE SISTEMAS DE COMPRESIÓN ...	50
2.7	DESCRIPCIÓN DE SIMULADORES	51
2.7.1	<i>Simulador Pro II/ Provisión V 7.1</i>	52
2.7.2	<i>Simulador PIPEPHASE V. 9.0</i>	52
2.7.3	<i>Programa de cálculo para compresores COMPRES</i>	52
2.8	ESTADÍSTICA	53
2.8.1	<i>Prueba de la bondad de ajuste</i>	53
CAPITULO III		56
3.1	IDENTIFICACIÓN DE LAS VARIABLES OPERACIONALES DE LAS UNIDADES DEL SISTEMA DE COMPRESIÓN	56
3.1.1	<i>Depuradores</i>	57
3.1.2	<i>Compresores</i>	57
3.1.3	<i>Enfriadores</i>	57
3.1.4	<i>Descripción del recorrido del gas</i>	58
3.1.5	<i>Composición en base húmeda</i>	25

3.2. SIMULACIÓN MEDIANTE PRO II DEL PROCESO DE COMPRESIÓN A LAS CONDICIONES OPERACIONALES ACTUALES DE LA PLANTA	27
3.2.1 <i>Definición de los componentes del sistema</i>	27
3.2.2 <i>Selección de la ecuación de estado termodinámico</i>	28
3.2.3 <i>Suministro de los datos de las corrientes de alimentación. (figura 3.6)</i>	30
3.2.4 <i>Suministro de las condiciones de operación</i>	30
3.3. CÁLCULO MEDIANTE HOJA DE EXCEL DE LAS VARIABLES DE DISEÑO DE LAS UNIDADES DE DEPURACIÓN	31
3.4. SIMULACIÓN A LAS CONDICIONES OPERACIONALES ACTUALES DE LOS SISTEMAS DE COMPRESIÓN MEDIANTE PIPEPHASE.....	43
3.5. SIMULACIÓN A LAS NUEVAS CONDICIONES OPERACIONALES COMPRESIÓN DEL GAS DE 500 A 1.200 PSIG).....	49
3.6. COMPARACIÓN DE LOS RESULTADOS DE LOS SIMULADORES CON EL COMPRES.....	49
CAPITULO IV	90
4.1. IDENTIFICACIÓN DE LAS VARIABLES OPERACIONALES DE LAS UNIDADES DEL SISTEMA DE COMPRESIÓN	90
4.2. SIMULACIÓN MEDIANTE PRO II DEL PROCESO DE COMPRESIÓN A LAS CONDICIONES OPERACIONALES ACTUALES DE LA PLANTA	92
A. COMPOSICIÓN DEL GAS.....	92
B. CONTENIDO DE LÍQUIDO CALCULADO POR PRO II.....	94
C. POTENCIA REQUERIDA CALCULADO POR PRO II.....	96
4.3. CÁLCULO MEDIANTE HOJA DE EXCEL DE LAS VARIABLES DE DISEÑO DE LAS UNIDADES DE DEPURACIÓN	97
4.4. SIMULACIÓN A LAS CONDICIONES OPERACIONALES ACTUALES DE LA PLANTA MEDIANTE PIPEPHASE	101
4.4.1 <i>Contenido de líquido calculado por Pipephase</i>	102
Nivel de 60 psig.	102
Nivel de 250 psig.....	103
Nivel de 800 psig.....	106
4.5. SIMULACIÓN CONDICIONES OPERACIONALES DE LA PLANTA MEDIANTE PRO II (COMPRESIÓN DEL GAS NATURAL DE 500 A 1200 PSIG EN EL MOTOCOMPRESOR K-2 MODELO CLARK-TLA 10).....	112
4.6. COMPARACIÓN DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS CON EL SIMULADOR COMPRES	115
4.6 CONCLUSIONES	118

4.7 RECOMENDACIONES	119
---------------------------	-----

CAPITULO I

1.1 PDVSA GAS

PDVSA constituye una empresa cuya función es racionalizar las operaciones de producción y refinación del petróleo. Inicialmente todos los esfuerzos y recursos de la empresa se orientaron básicamente a la explotación y producción del crudo, para obtener el mayor rendimiento de éste, sin tomar en cuenta la importancia del gas asociado, el cual era considerado un inconveniente operacional. El mayor porcentaje del gas se utilizaba para aumentar la presión de los pozos y realizar levantamiento artificial del crudo y el resto era desechado a la atmósfera. A través de los años, el gas natural pasó a ser la principal materia prima para la industria petroquímica del país, utilizándose en procesos de polimerización, craqueo o pirolisis y reformación para la obtención de polímeros, urea, metanol, olefinas, etc. Fue entonces que se comenzaron a evaluar los procesos, desde los sistemas de recolección del gas hasta su transmisión, optimizándolos cada vez más para garantizar la producción.

La Gerencia de Manejo de Gas, es la encargada de controlar las actividades inherentes a la compresión de gas en el distrito Gas Anaco, realizada a través de 30 plantas compresoras que se encuentran operativas actualmente, teniendo como objetivo manejar de forma óptima y segura los procesos de recolección, compresión y transmisión bajo los estándares de calidad, a través de la utilización de tecnología de punta, a fin de cumplir con los planes de producción, con los compromisos internos y externos y a su vez promover el desarrollo social del país.

1.2 Ubicación geográfica

El municipio Anaco tiene una superficie total de 727,85 km², ocupando unos 400 km de este a oeste y 50 km de norte a sur. El manejo de gas en Anaco comprende dos áreas:

Área Mayor de Oficina (AMO)

Ubicada en la parte sur de la zona central del estado Anzoátegui con un área de 10,240 km². Está integrada por los campos de Soto-Mapiri, la Ceibita, Zapatos, Mata R y Aguasay y cuenta con una infraestructura para manejar y procesar 430 millones de pies cúbicos estándar de gas diarios (MMPCED), con un potencial de extracción de líquidos de 9.000 barriles estándar por día (BEPD).

Área Mayor de Anaco (AMA)

Ubicada en la parte norte de la zona central del estado Anzoátegui con un área de 3,160 km². Esta área cuenta con una infraestructura para manejar y procesar 1.650 MMPCED, con un potencial de extracción de líquidos de 8.500 BEPD. El área mayor de Anaco esta dividida a su vez por AMA oeste, la cual abarca las plantas compresoras San Joaquín I, II, IV y AMA este, abarca las plantas compresoras Santa Ana III y El Toco II. En la figura 1.1 se observa la ubicación geográfica de la planta.



Figura 1.1. Ubicación geográfica de la planta.

1.3 Planta Compresora Santa Ana III

La Planta Compresora Santa Ana III fue construida en el mes de septiembre del año de 1979. Está ubicada a 45 km al suroeste de la ciudad de Anaco. Su objetivo es elevar la presión del gas proveniente de las estaciones Santa Ana I, II y III, cuyas líneas ingresan a la planta a presiones de 60, 250 y 800 psig y debe salir de la planta compresora a 1.200 psig, para posteriormente ser transportados hacia las plantas de procesamiento de gas (San Joaquín Extracción o Refrigeración San Joaquín). Esta planta está conformada por un sistema de compresión propio de PDVSA y un sistema de compresión contratado.

1.3.1. Sistema de compresión propio PDVSA

Este sistema consta de tres unidades motocompresoras en línea, modelo Clark Tla10, las cuales tienen una capacidad para el manejo de 110,0 millones de pies cúbicos estándar de gas diario (MMPCED). Cada motocompresor trabaja en tres etapas:

En la primera etapa la presión de succión es de 60 psig y descarga a 250 psig, con una capacidad de procesar 6 MMPCED.

La segunda etapa trabaja de 250 psig a 800 psig y procesa 12 MMPCED.

La tercera etapa de 800 a 1.200 psig, con una capacidad para el manejo de 14 MMPCED.

La última etapa de compresión requiere de una cantidad mínima de gas de campo para funcionar de acuerdo a lo comprimido en las etapas anteriores. Actualmente la cantidad de gas de 800 psig con que se cuenta solo puede operar un solo motocompresor. Debido a esto, de los dos motocompresores operativos solo funciona uno manteniéndose el otro en reserva o disponible. Actualmente se encuentran operativos los motocompresores K1, K2, ya que el K3 está en mantenimiento mayor desde el 2006, pero se espera que entre en funcionamiento a finales del 2009.

1.3.2. Sistema de compresión contratado

El sistema de compresión contratado está conformado por dos fases.

Exterran Fase I (Hanover 2000)

Posee tres motocompresores, donde el K1 y K2 procesa 5 MMPCED cada uno, con una presión de succión de 60 psig para una descarga de 1.200 psig y el K3

maneja 30 MMPCED de 250 psig (regulado a 200 psig) para ser comprimido hasta 1.200 psig. Se alimenta de los mismos cabezales de la compresión propia.

Exterran Fase II (Hanover 2001)

Posee cuatro motocompresores, de los cuales el K1 y K2 tienen la capacidad de procesar 5 MMPCED, operando con una presión de succión de 60 psig para una descarga de 1.200 psig y el K3 y K4 manejan 10 MMPCED cada uno, trabajan con una presión de succión de 250 psig hasta elevar esta presión a 1.200 psig. La alimentación proviene de una línea independiente.

1.4 Planteamiento del problema

En los últimos años la producción asociada a los pozos de 800 psig (AM 116 y AM 103) ha disminuido. Lo cual originaría que el sistema de compresión propio no pueda funcionar y se dejaría de procesar como mínimo 36 MMPCED (producción actual). Ante tal situación se han analizado propuestas o estrategias que permitan la continuidad del proceso de compresión. Entre las más relevantes se encuentran elevar la presión de los pozos de 250 a 500 psig y disminuir la presión de producción de 800 a 500 psig. En ambos casos se requiere la evaluación del comportamiento de los motocompresores del sistema de compresión propio al disminuir la presión de la última etapa de compresión de 800 a 500 psig, que es el objetivo del presente trabajo para lo cual es necesario analizar las unidades asociadas al proceso de compresión como lo son los depuradores, los enfriadores de gas por aire y las líneas de transmisión de gas. Para ello, se realizará un levantamiento de campo para obtener las características de los dispositivos instalados en las líneas. Además de la recolección de las condiciones operacionales de los compresores, depuradores y enfriadores. Así como la búsqueda de las diferentes variables de diseño de estos equipos. De igual forma, mediante el empleo de cromatografía de gases, se obtendrá la composición del gas. Todo esto permitirá obtener la información requerida por los programas de

simulación (PIPEPHASE Versión 9.0, Pro II/Provisión Versión 7.1), el COMPRES (software exclusivo para compresores) y para la elaboración de una hoja de cálculo para el diseño de depuradores de gas. Este trabajo traerá grandes beneficios al proceso productivo de la planta, ya que conlleva a determinar el comportamiento de las unidades instaladas a las nuevas condiciones operacionales. Así mismo comparar el porcentaje de líquido en cada una de las etapas de compresión y la desviación entre los diferentes programas utilizados.

1.5 Objetivos

1.5.1 Objetivos General

Evaluar la factibilidad técnica para el manejo de gas, a un cambio de presión de succión de 800 a 500 psig, en la Planta Compresora Santa Ana III perteneciente al Área Mayor de Anaco.

1.5.2 Objetivos Específicos

Identificar los parámetros operacionales de las unidades del sistema de compresión.

Reproducir mediante el programa de simulación ProII/ Provisión V. 7.1 las condiciones operacionales de la planta (compresión del gas natural de 800 a 1200 psig en el motocompresor K-2 Modelo Clark-Tla 10).

Calcular mediante hoja de cálculo las variables de diseño de las unidades de depuración.

Determinar mediante el programa de simulación PIPEPHASE Versión 9.0 el comportamiento de flujo de gas en las líneas de transmisión.

Determinar mediante el programa de simulación ProII/Provisión V. 7.1 el comportamiento de los equipos para la compresión el gas natural de 500 a 1200 psig (compresión del gas natural de 500 a 1200 psig en el motocompresor K-2 Modelo Clark-T1a 10).

Comparar los resultados obtenidos de los simuladores con el COMPRES.

CAPITULO II

2.1. Antecedentes

En el año 2003, **Laucho [1]**, realizó un estudio completo de los sistemas de transmisión, depuración, medición y unidades de compresión de varias las plantas compresoras, donde se obtuvo toda la información, desde las líneas de recolección del gas aguas arriba de las unidades de compresión hasta su transmisión, para su posterior análisis e interpretación por medio de un software de simulación que permitió determinar la capacidad y contenido de líquido en dichos sistemas de acuerdo con el nivel de presión y calidad de gas manejado. Paralelamente evaluó la eficiencia de los depuradores instalados.

En el año 2005, **Contreras [2]**, desarrolló una metodología para el dimensionamiento del sistema de compresión del gas natural para cumplir con los alcances del proyecto SERCOGAS (servicio de compresión de gas) además de los centros de compresión y extracción de líquido, involucra todas las plantas de compresión de gas existente a nivel nacional. Esta metodología permitió automatizar el dimensionamiento y cálculos de los líquidos mayores asociados a la planta de compresión de gas, obteniendo a su vez el suministro inmediato de resultados requeridos en la toma de decisiones de proyectos.

A diferencia de estos autores, en este proyecto se realizará la formulación de las opciones en función de las necesidades y requerimientos de la empresa, teniendo como premisa la obtención del comportamiento de las unidades de la planta al ser sometidas a unas condiciones de operación distintas a las que se ha venido operando. Para esto es necesario hacer una descripción del proceso llevado a cabo en la compresión del gas natural en la planta y los equipos asociados a este proceso.

2.2. Gas natural

Se denomina gas natural al formado por los miembros más volátiles de la serie parafínica de hidrocarburos, principalmente metano, etano, propano y butano y pequeñas cantidades de compuesto más pesados y además de otros gases como dióxido de carbono, sulfuro de hidrogeno, nitrógeno, helio y agua.

El gas natural puede clasificarse como gas dulce o agrio, rico (húmedo) y pobre (seco). El agrio es el que contiene cantidades apreciables de sulfuro de hidrogeno y por lo tanto es muy corrosible. Gas dulce, es aquel que no contiene sulfuro de hidrogeno. Gas rico (húmedo), es aquel que puede contener cantidades apreciables de hidrocarburos líquidos. Gas pobre (seco), está formado prácticamente por gas metano.

2.2.1. Características del gas natural

Por poseer una estructura de hidrocarburo simple, compuesto por átomos de carbonos y de hidrógeno, es altamente inflamable, se quema fácilmente y casi totalmente y emite muy poca contaminación. El gas natural no es ni corrosivo ni tóxico, su temperatura de combustión es elevada y posee un estrecho intervalo de inflamabilidad, lo que hace de él un combustible fósil seguro en comparación con otras fuentes de energía.

2.2.2 Compresibilidad de los gases

Es la propiedad de un gas o mezcla de gases de ocupar cualquier espacio disponible variando su presión.

2.2.3 Factor de compresibilidad (Z)

Define el comportamiento de los gases a determinadas condiciones de presión y temperatura y se vuelve elemento fundamental para todos los diseños e instalaciones que trabajan con fluidos compresibles, el cual corrige el comportamiento de los gases para ajustarlo a las condiciones reales o actuales. [8]

2.2.4 Contenido de líquido de un gas

Con el término GPM se identifica a la cantidad de galones de líquido que se pueden extraer de cada mil pies cúbicos de gas natural. Así, cuando se habla de un GPM igual a 3,0 se dice que, de ese gas, se pueden extraer 3.000 galones de líquido (71,43 Vds.) de cada millón de pies cúbicos medidos en condiciones estándar (14,7 psi y 60°F). Representa la riqueza en cualquier corriente de hidrocarburos en función de la composición del gas. La tabla 2.1 muestra porcentajes de GPM de algunos campos. [8]

2.2.5 Capacidad calorífica a presión constante

Se define como la cantidad de calor requerida para que la unidad de masa de gas aumente su temperatura 1°C. Las unidades son cal/g°C; kcal/kg°C; Btu/lb°F.

$$C_p = \sum y_i * C_{pi}$$

Ec. (2.1)

donde:

C_p : Poder calorífico de la mezcla (kcal/kg°C)

C_{pi} : Poder calorífico de una sustancia pura (i) (kcal/kg°C)

y_i : Fracción molar del componente (i)

Tabla 2.1. Jerarquización de GPM por Campos.

Fuentes	Campo	GP
Quiamare	Santa Rosa	3,6
Sta. Rosa Recat	Santa Rosa	2,2
Sta. Rosa II Ext.	Santa Rosa	2,3 7
Anaco Mariposa	Santa Rosa	2,0
Sta. Ana Ext. F1	Santa Ana	2,7
El Toco II	Santa Ana	2,3
Sta. Ana III	Santa Ana	1,7
Sta. Ana Ext. F2	Santa Ana	2,5
Zapato	AMO	2,5
La Ceibita Ext. FII	AMO	3,0 6
Mata R Ext. FII	AMO	2,7 5
Soto	AMO	2,4 8
S. Joaquín I	San	1,5

	Joaquín	
--	---------	--

2.2.6 Peso molecular de una mezcla

Cuando hay una mezcla gases no es necesario trabajar explícitamente con un componente especial, para llevar un mejor cálculo en que de alguna manera intervenga el peso molecular o el número de moles, se define el concepto de peso molecular medio (PM), de una mezcla gaseosa, es decir, la mezcla de gases se comportaría igual que un gas hipotético ideal, de peso molecular PM y se le podrá aplicar las formulas de gases ideales puros.

$$PM = \sum y_i * PM_i$$

Ec. (2.2)

donde:

PM: Peso molecular de la mezcla (kg/kgmol)

PM_i: Peso molecular de la sustancia pura (i) (kg/kgmol)

y_i: Fracción molar del componente (i)

2.2.7 Gravedad específica

La gravedad específica es una medida relativa de la densidad. La gravedad específica de una mezcla de gases es la sumatoria de las fracciones de cada uno de los componentes de la mezcla por sus respectivas gravedades específicas. [2]

$$\delta_g = \sum y_i * \delta_{gi}$$

Ec. (2.3)

donde:

δ_g : Gravedad específica de la mezcla

δ_{gi} : Gravedad específica de la sustancia pura (i)

y_i : Fracción molar del componente (i)

2.2.8 Densidad

La densidad de una sustancia se define como la relación entre su masa y su volumen. Sus unidades son g/cm^3 , kg/m^3 y lb/pe^3 . La expresión matemática es la siguiente:

$$\rho = \frac{m}{v} \quad \text{Ec. (2.4)}$$

donde:

ρ : Densidad del fluido (kg/m^3)

m : Masa del fluido (kg/m^3)

V : Volumen del fluido

2.3 Sistema de depuración

2.3.1 Separadores físicos

El término separador es aplicado a una gran variedad de equipos usados para separar mezclas de dos o más fases. Estas mezclas pueden estar formadas por: una fase vapor y una líquida; una fase vapor y una sólida; dos fases líquidas inmiscibles (aceite/agua); una fase vapor y dos líquida o alguna otra combinación de las anteriores. El diseño apropiado de los separadores es de suma importancia, debido a

que estos tipos de recipientes son normalmente los equipos iniciales en muchos procesos. Un diseño inadecuado puede crear un cuello de botella que reduzca la capacidad de producción de la instalación completa. En la figura 2.1 se muestra el esquema de un separador. [4]

2.3.2 Clasificación y descripción de los separadores

Los separadores pueden separarse, según su forma en:

Separadores cilíndricos

Separadores esféricos

Separadores de dos barriles

También los separadores cilíndricos pueden clasificarse según su orientación en:

Separadores horizontales

Separadores verticales

2.3.2.1 Separadores horizontales

En estos equipos, la fase pesada decanta perpendicularmente a la dirección horizontal de flujo de la fase liviana, permitiendo que la fase liviana continua pueda viajar a una velocidad superior a la velocidad de decantación de la fase pesada discontinua (hasta un cierto límite). Entre las ventajas y desventajas de este tipo de separadores están:

Ventajas

Normalmente empleados cuando la relación gas ó vapor-líquido es baja.

Requieren de poco espacio vertical para su instalación.

Fundaciones más económicas que las de un tambor vertical equivalente.

Por lo general, son más económicos.

Requieren menor diámetro, que un tambor vertical, para una capacidad dada de gas.

Manejan grandes cantidades de líquido, fuertes variaciones en la entrada de líquido, ó

separación líquido-líquido, optimizando el volumen de operación requerido.

Los volúmenes de retención facilitan la desgasificación de líquido y el manejo de espuma, si se forma.

Desventajas

Variaciones de nivel de la fase pesada afectan la separación de la fase liviana.

Ocupan mucho espacio horizontal.

Difícil remoción de sólidos acumulados (Necesidad de inclinar el recipiente ó añadir internos como tuberías de lavado)

2.3.2.2 Separadores verticales

En estos equipos, la fase pesada decanta en dirección opuesta al flujo vertical de la fase liviana. Por consiguiente, si la velocidad de flujo de fase liviana excede levemente la velocidad de decantación de la fase pesada, no se producirá la separación de las fases, a menos que esta fase pesada coalesca en una gota más grande. Entre las ventajas y desventajas del separador vertical están:

Ventajas

Normalmente empleados cuando la relación gas o vapor-líquido es alta y/o cuando se esperan grandes variaciones en el flujo de vapor/gas.

Mayor facilidad, que un tambor horizontal, para el control de nivel de líquido, y para la instalación física de la instrumentación de control, alarmas e interruptores.

Ocupa poco espacio horizontal.

La capacidad de separación de la fase liviana no se ve afectada por variaciones de nivel de fase pesada.

Facilidad de remoción de sólidos acumulados.

Desventajas

El manejo de grandes cantidades de líquido, fuertes variaciones en la entrada de líquido, ó separación líquido-líquido, obliga a tener excesivos tamaños de recipiente, cuando se selecciona esta configuración.

Requiere mayor diámetro, que un tambor horizontal, para una capacidad dada de gas.

Requiere de mucho espacio vertical para su instalación.

Fundaciones más costosas cuando se compara con tambores horizontales equivalente.

Cuando hay formación de espuma, o quiere desgasificarse líquido ya recolectado, se requiere grandes volúmenes de líquido y, por lo tanto, tamaños grandes de tambores verticales.

Como ejemplos de separadores verticales, se tienen los depuradores de gas y los tambores de succión de compresores: se requiere una separación líquido-vapor muy eficiente, especialmente para tambores asociados a compresores reciprocantes. Estos tambores están diseñados para incluir mallas separadoras de gotas. [4,7]

A continuación se hace una breve descripción de uno los tipos de separadores verticales más usados (depuradores de gas), se presentan algunas de sus características.

La función básica de un depurador es remover pequeñas cantidades de líquido de una mezcla de predominio gaseoso. Su diseño se fundamenta en la primera sección de separación, donde predominan elementos de impactos para remover las partículas líquidas. [8]

Los depuradores son separadores verticales que no poseen:

Capacidad para hacer una separación gas-líquido, cuando los volúmenes de líquido son apreciables.

Tamaño suficiente para que el asentamiento por fuerzas gravitacionales sea óptimo.

2.3.3 Principio básicos para la separación física

En el diseño de separadores es necesario tomar en cuenta los diferentes estados en que pueden encontrarse los fluidos y el efecto que sobre éstos puedan tener las diferentes fuerzas o principios físicos. Los principios fundamentales considerados para realizar la separación física de vapor, líquido o sólido son: el momentum ó cantidad de movimiento, la fuerza de gravedad, velocidad crítica y la coalescencia. Toda separación puede emplear una o más de estos principios, pero siempre las fases del fluido deben ser inmiscibles y de diferente densidad para que ocurra la separación. [4]

2.3.3.1 Proceso de separación

Para mezclas vapor-líquido, la mezcla de fases entra al separador y, si existe, choca contra un aditamento interno ubicado en la entrada, lo cual conduce que cambie el momento (cantidad de movimiento) de la mezcla, provocando así una separación gruesa de las fases. Seguidamente, en la sección de decantación (espacio libre) del separador, actúan la fuerza de gravedad sobre el fluido permitiendo que el líquido abandone la fase vapor y caiga hacia el fondo de el separador (sección de acumulación de líquido). Esta sección provee de tiempo de retención suficiente para que los equipos aguas abajo puedan operar satisfactoriamente. [4]

2.3.3.2 Cantidad de Movimiento

Fluidos con diferentes densidades tienen diferente momento. Si una corriente de dos fases cambia bruscamente de dirección, la gran velocidad adquirida por las fases, no permiten que las partículas de la fase más pesada se muevan tan rápidamente como de las fases livianas, este fenómeno provoca la separación. [4]

2.3.3.3 Coalescencia

Las gotas muy pequeñas no pueden ser separadas por gravedad. Estas gotas se unen, por medio del fenómeno de coalescencia, para formar gotas mayores, las cuales se acercan lo suficiente como para superar las tensiones superficiales individuales y poder de esta forma separarse por gravedad. [4]

2.3.3.4 Velocidad crítica en los separadores

Las gotas de líquido se separan de la fase gaseosa, cuando la fuerza gravitacional que actúan sobre las gotas del líquido es mayor que la fuerza de arrastre del fluido de gas sobre la gota. Estas fuerzas definen la velocidad crítica que es la velocidad superficial de vapor, a través del depurador, la cual tiene que ser lo suficientemente baja para prevenir un arrastre excesivo de líquido. Tal velocidad no está relacionada con la velocidad sónica. La velocidad crítica viene definida por la siguiente ecuación: [4]

$$V_c = K * \sqrt{(\rho_l - \rho_g) / \rho_g}$$

Ec. (2.5)

donde:

V_c : velocidad crítica (m/s)

K : constante de Souders Brown

ρ_l : densidad del líquido (K_g/m^3)

ρ_g : densidad del gas (K_g/m^3)

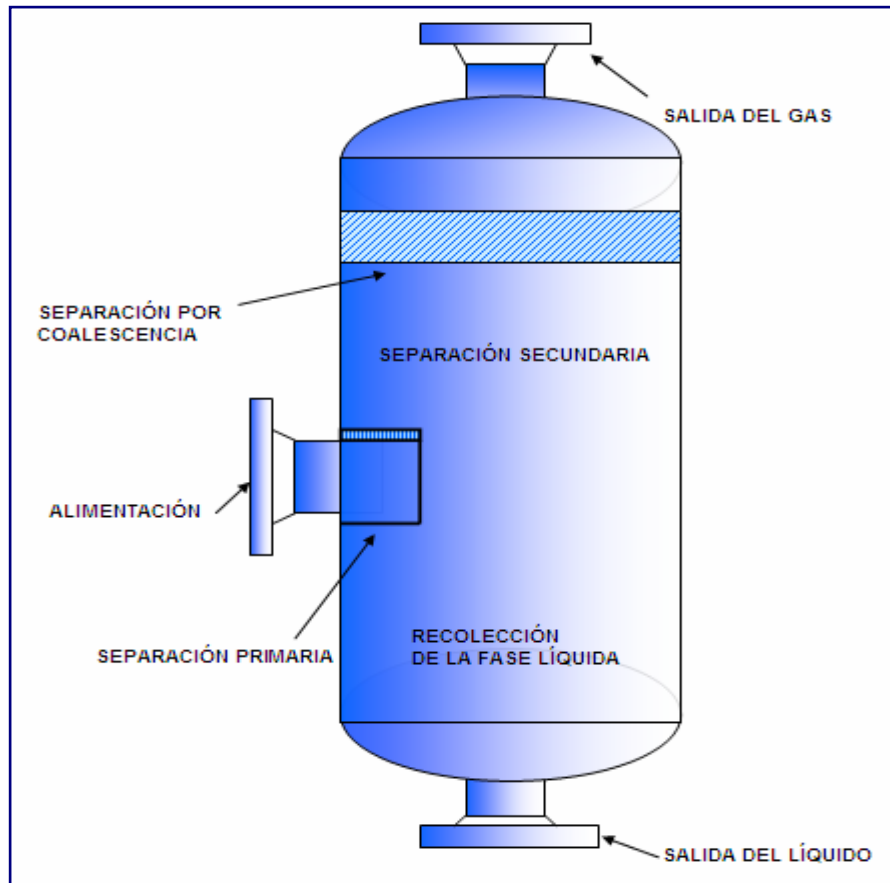


Figura 2.1. Esquema de un separador vertical.

2.3.3.5 Valores de la constante de Souders Brown para los separadores

El diseño de separadores y depuradores atiende a la relación de las tasas másicas del gas y líquido tal como se comportan dentro del recipiente (W_l/W_g). En los separadores horizontales, la escogencia de la constante K se apoya en la relación de la longitud contra el diámetro del separador (L/D). La tabla 2.2 se observa el valor de K para cada rango de tasas másicas. [4]

Tabla 2.2. Valores de la constante de Souders Brown, para separadores verticales.

Tasas Másicas	Constante K
$(W_l/W_g) < 0,1$	0,35
$0,1 < (W_l/W_g) < 1$	0,25
$(W_l/W_g) > 1$	0,20

2.3.4 Principios básicos en el diseño de separadores

2.3.4.1 Caudal del gas a condiciones operacionales

Es el volumen de fluido gaseoso que pasa por la sección transversal de un conducto en una unidad de tiempo a las condiciones operacionales actuales de la planta el cual viene dado por la siguiente ecuación [8].

$$W_m = \frac{F * PM}{379 * 24 * 3600}$$

Ec. (2.6)

donde:

W_m : flujo másico del gas (lb/s)

F : caudal del gas (MMPCGD)

PM: peso molecular

2.3.4.2 Caudal de líquido a condiciones operacionales

Es el flujo de líquido que pasa por la sección transversal de un conducto en una unidad de tiempo a las condiciones operacionales actuales el cual viene representado por la siguiente ecuación [8].

$$Q_{lco} = Q_l * 6,498 \times 10^{-5} \quad \text{Ec. (2.7)}$$

donde:

Q_{lco} : caudal del líquido a condiciones operacionales (pies³/s)

Q_l : caudal del líquido (pies³/s)

6.498×10^{-5} : factor de conversión

2.3.4.3. Área de la sección transversal

$$A_s = \frac{W_m}{V_c} \quad \text{Ec. (2.8)}$$

donde:

A_s : área de la sección transversal (m²)

Q_{gco} : caudal del gas a condiciones operacionales (m³/s)

V_c : velocidad crítica (m/s)

2.3.4.4 Diámetro interno del recipiente

$$D_i = \sqrt{\frac{4 * A_s}{\pi}} * 12 \quad \text{Ec. (2.9)}$$

donde:

D_i : diámetro interno del recipiente (m)

A_s : área de la sección transversal (m²)

2.3.4.5 Densidad de la mezcla [4]

$$\rho_m = \frac{W_l + W_g}{Q_g + Q_l} \quad \text{Ec. (2.10)}$$

donde:

W_l : flujo másico del líquido (kg/s)

W_g : flujo másico del gas (kg/s)

Q_g : caudal del gas (m³/s)

Q_l : caudal del líquido (m³/s)

2.4.4.6 Volumen de retención de líquido [4]

En la siguiente tabla se visualizan los criterios para estimar el tiempo de retención de acuerdo con la gravedad API del crudo.

A partir de esta información se determina el volumen de retención de líquido haciendo uso de la siguiente ecuación:

$$V_l = 60 * Q_l * T_r$$

Ec. (2.11)

donde:

V_l : volumen de retención del líquido (m^3)
 Q_i : caudal del líquido (m^3/s)
 T_r : tiempo de retención (min)

Tabla 2.3. Tiempo de retención de líquido para separadores verticales/horizontales.

CARACTERÍSTICAS	CONDICIÓN	TIEMPO REQUERIDO (MINUTOS)
CRUDOS	$^{\circ}\text{API} > 40$	1,5
CRUDOS CONSIDERADOS NO ESPUMOSOS A CONDICIONES OPERACIONALES	$25 < ^{\circ}\text{API} < 40$	3
CRUDOS CONSIDERADOS ESPUMOSOS	$^{\circ}\text{API} < 25$	5

2.3.4.7 Altura del líquido en el recipiente

$$h_l = \frac{V_l}{A}$$

Ec. (2.12)

donde:

h_l : altura del líquido en el recipiente (m)

V_l : volumen de retención del líquido (m^3)

2.3.4.8 Velocidad de la boquilla de entrada

$$V_{bet} = \frac{60}{\sqrt{\rho_m}}$$

Ec. (2.13)

donde:

V_{bet} : velocidad de la boquilla de entrada (m/s)

ρ_m : densidad de la mezcla (kg/m^3)

2.3.4.9 Diámetro de la boquilla de entrada

$$D_{bet} = \left(\frac{4 * (Q_g + Q_l)}{\pi * V_{bet}} \right) \quad \text{Ec. (2.14)}$$

donde:

D_{bet} : diámetro de la boquilla de entrada (m)

Q_g : caudal del gas (m^3/s)

Q_l : caudal del líquido (m^3/s)

V_{bet} : velocidad de la boquilla de entrada (m/s)

2.3.4.10 Espesor de la pared del depurador

$$E_p = \left(\frac{(P_{ope} - P_n) * \left(\frac{D_{id}}{2}\right)}{15600 * (1 - 0.6) * (P_{ope} - P_n)} \right) + C$$

Ec. (2.15)

donde:

E_p = espesor de la pared del depurador (pulg)

P_{ope} = presión de operación (psi)

P_n = presión normal (psi)

C = corrosión permisible

2.4 SISTEMA DE COMPRESIÓN

El proceso de compresión de gas tiene la finalidad de entregar gas a una presión mayor a la recibida, o lo que es lo mismo, entregar el gas a un volumen menor al recibido, para ser usado con fines preestablecidos: transporte, procesos petroquímicos, inyección, combustión, etc.

2.4.1 Unidades compresoras

Los compresores son maquinas destinadas a producir un aumento en la presión de un fluido gaseoso. El trabajo es suministrado a estos dispositivos por una fuerza externa mediante un eje rotativo. Por consiguiente el término de trabajo efectuado por lo compresores es negativo puesto que éste es realizado sobre el fluido.

2.4.2 Tipos de compresores

Según el método de compresión usado, existen dos grandes tipos de compresores: los de desplazamiento positivo o flujo intermitente y los de flujo continuo, entre los primeros están los compresores reciprocantes, de vena deslizante, de lóbulo recto, de lóbulo helicoidal, etc, y entres los segundos los compresores centrífugos, axiales y mixtos. A continuación se muestran algunos tipos de compresores.

Compresores reciprocante

Compresores diafragma

- Compresores laberinto
- Compresores eyectores
- Compresores radiales
- Compresores axiales
- Compresores de desplazamiento positivo
- Compresores rotativo
- Compresores de aleta
- Compresores de anillo líquido
- Compresores de tornillo

2.4.2.1 Compresores reciprocantes

Es una unidad formada por varios cilindros compresores. Está compuesto básicamente por un pistón, válvulas de succión y descarga y el mecanismo necesario para producir un movimiento reciprocante, cada uno de ellos unidos a un cigüeñal por medio de dos piezas llamadas: crucetas y bielas compresoras. Comúnmente se presentan operaciones de paso sencillo o de pasos múltiples, siendo el más usado el cilindro de doble acción. El gas que va a ser comprimido entra y sale del cilindro a través de válvulas diseñadas para actuar cuando la diferencia de presión entre el contenido del líquido y las condiciones exteriores es la deseada. La operación de un compresor puede considerarse fundamentalmente como isoentrópica y la eficiencia se reporta relativamente a esta base isoentrópica.

2.4.2.1.1 Componentes principales de un Motocompresor

Las unidades motocompresoras tienen una serie de componentes los cuales tienen como función, mejorar el flujo de aire suministrado a la máquina para el proceso de combustión y enfriamiento. Entre los cuales se encuentran los siguientes:

Bancadas

Están diseñadas para soportar las fuerzas alternativas producidas por los pistones. Esta fabricada de hierro colado, y su estructura es lo bastante fuerte para soportar el ensamblaje de la parte superior del motor. Sirve de punto de apoyo del cigüeñal, teniendo cubos maquinados y alineados sobre los cuales se montan los cojinetes antifricción.

Cigüeñal

Es un elemento de vital importancia en un motor reciprocante. Las funciones principales son: la transmisión de la potencia generada por el motor, y la de transmitir movimiento a otros miembros del conjunto como el árbol de levas, la bomba de agua y otros.

Crucetas

Son elementos encargados de convertir el movimiento rotativo del cigüeñal en movimiento alternativo lineal. Son utilizadas en ciertos casos para los pistones de potencia o pistones de compresión. La cruceta se desliza sobre una guía y sirve para conectar la biela con el vástago; la cruceta tiene un pasador y una bocina para la conexión con la biela, mientras que para la conexión con el vástago, posee una perforación roscada, que mediante una tuerca se proporciona la longitud adecuada para el correcto funcionamiento.

Árbol de levas

Es un elemento de máquina utilizado para el movimiento reciprocante de las válvulas de admisión de escape y de combustible. Además, en ciertas aplicaciones se

emplea para entregar movimiento rotativo a otros componentes como el gobernador. El árbol está conectado al cigüeñal a través de un sistema de cadena o engranajes para transmitir la potencia requerida desde el cigüeñal hasta el árbol de levas.

Pistón

Del motor: es el elemento de maquina encargado de convertir la energía de la combustión en movimiento. Esto se realiza debido a la expansión de los gases de combustión sobre la parte superior del mismo.

Del compresor: es el elemento encargado de entregar la energía al gas que se comprime.

Biela

Es el elemento de conexión entre el pistón y el cigüeñal, transmitiendo el movimiento reciprocante del pistón. Durante un ciclo normal de trabajo, la biela está sometida a cargas de tracción y compresión de forma alternada y por esto se construyen de acero forjado de gran calidad. Se conoce como vuela de fuerza.

Cilindros

Del motor: para los motores, los cilindros sirven de recipiente para la mezcla aire – combustible, además de servir de guía al pistón de potencia o fuerza. Puedan estar fabricados individual o en bloque, según sea el tamaño y el fabricante. Deben estar diseñados para resistir las diferentes cargas y temperaturas a que están expuestos durante la operación del equipo.

Del compresor: para el compresor, los cilindros son los elementos que limitan el volumen de gas a manejar, además de servir de guía al pistón. Los tamaños

de los cilindros varían entre dimensiones que van desde diámetros de 2 ¾ pulgadas hasta 26 pulgadas. En los cilindros se montan las válvulas de admisión y de escape.

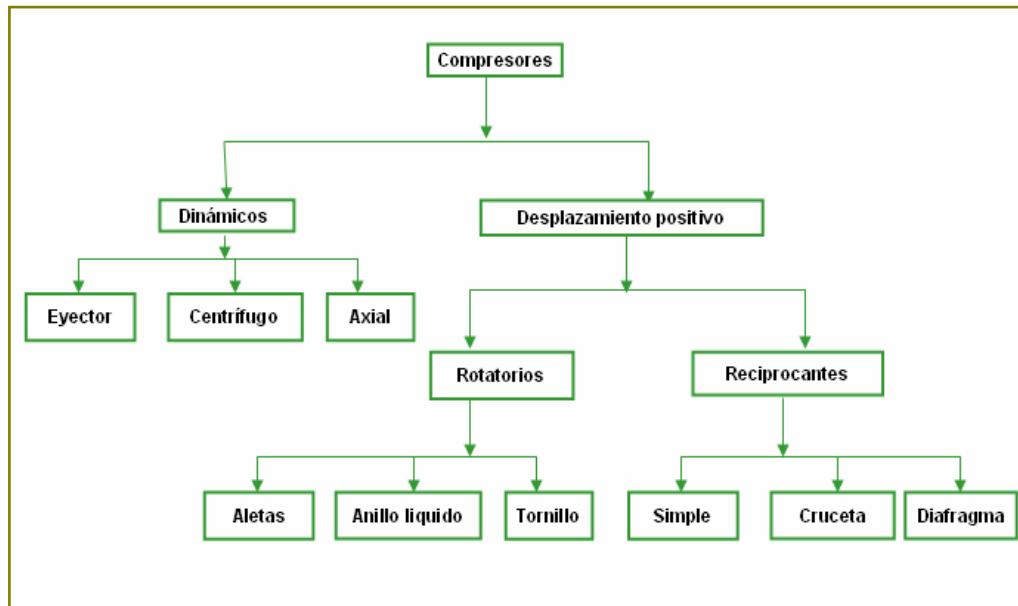


Figura 2.2. Clasificación general de los compresores.

2.4.2.1.2 Los compresores reciprocantes pueden ser de tipo:

A. Separados

Cuando la unidad posee la parte motriz y parte compresora por separado y por lo tanto dos cigüeñales. En la Planta Compresora Santa Ana III, en la compresión alquilada, los motocompresores instalados presentan estas características.

En la figura 2.3 se observa el diagrama de compresores de tres etapas operando como unidad separada.

Características de un compresor operando como unidad separada

Los enfriadores de gas están ubicados entre dos etapas sucesivas.

Los depuradores de líquido están ubicados entre dos etapas sucesivas y a continuación del enfriador.

El flujo de gas es el mismo en todas las etapas.

La variación de bolsillo en la última etapa hace variar la relación de compresión.

La variación de bolsillo en la primera etapa, hace variar el flujo.

La variación de bolsillo en la etapa intermedia hace variar la relación de compresión y el flujo.

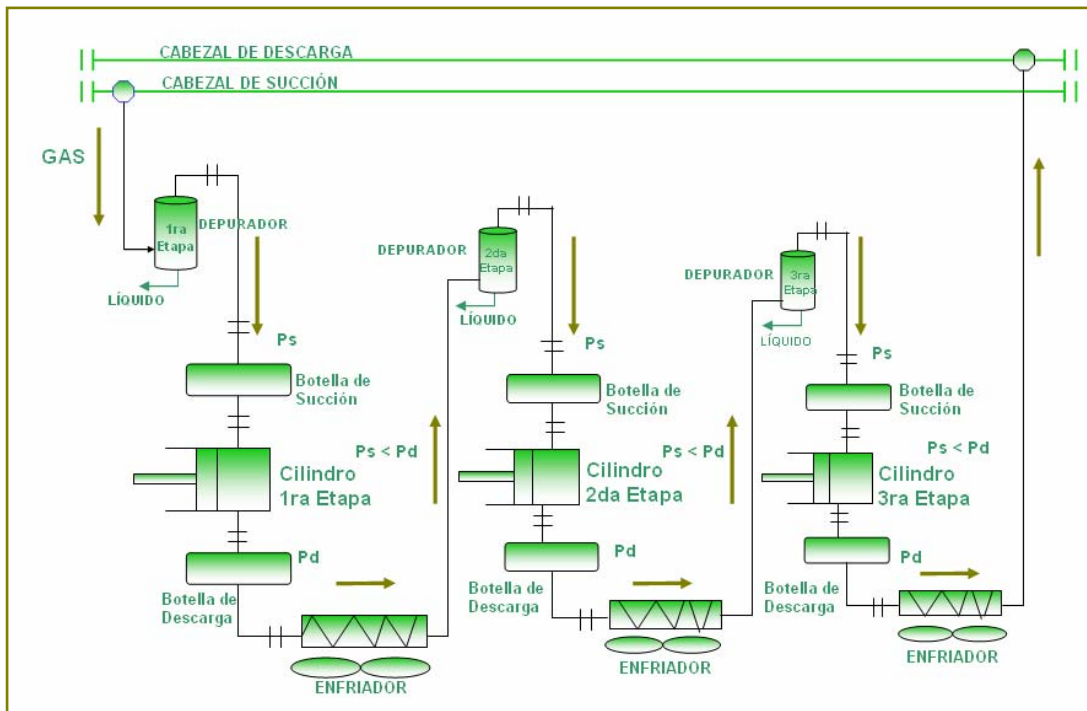


Figura 2.3. Diagrama de un compresor de tres etapas operando como unidad separada.

B. Integrales

Son aquellos donde la misma unidad incluye parte motriz y parte compresora, solo hay un cigüeñal; en la Planta Compresora Santa Ana III, las unidades de la compresión propia son motocompresores reciprocantes de tipo integral. Estas unidades son lo por lo general de baja velocidad (300 RPM), las marcas más conocidas en Venezuela son: Ingersoll Rand, Cooper Bessemer y Clark. En la figura 2.4 se observa el diagrama de compresores de tres etapas operando contra cabezales.

Características de un compresor operando contra cabezales

Los sistemas de enfriamiento están ubicados entre el cabezal de descarga de una etapa y el cabezal de succión de la siguiente etapa.

Los depuradores están ubicados antes de los cabezales de succión.

El flujo en cada etapa es diferente.

La variación del bolsillo variable en cualquier cilindro compresor varía el volumen de gas manejado.

La relación de compresión es fijada por el campo, no por el compresor.

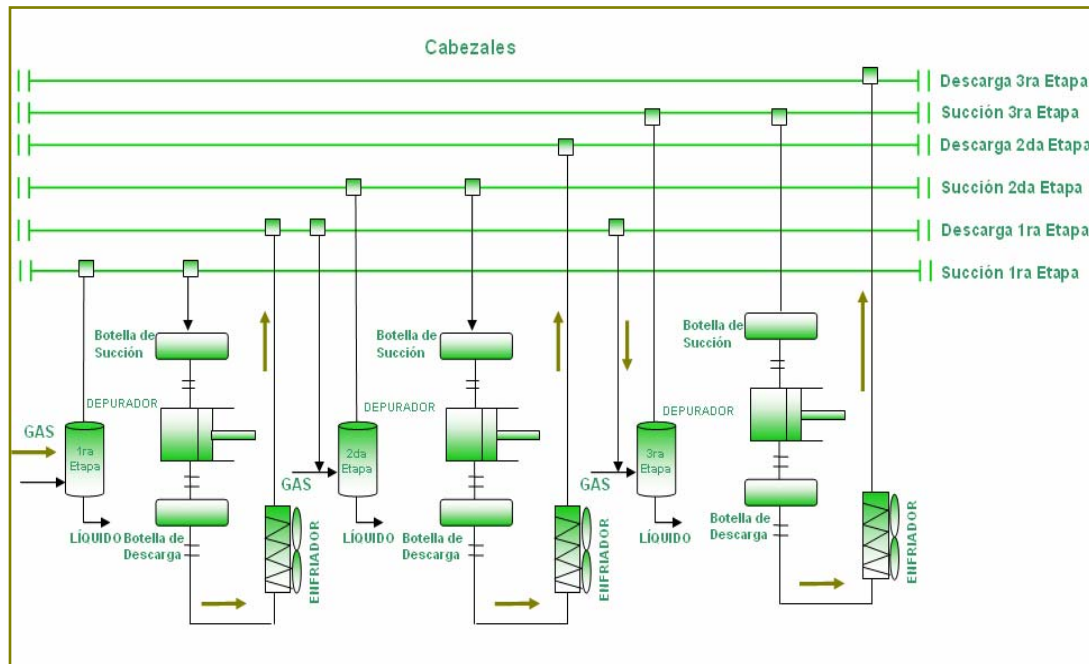


Figura 2.4. Diagrama de un compresor de tres etapas operando contra cabezales.

2.4.3. Factores que afectan la operación de compresores recíprocos

Los cálculos de las diferentes variables y resultados, en un compresor recíproco que opere bajo el ciclo adiabático y aun en el politrópico son fácilmente predecibles, usando las ecuaciones deducidas, sin embargo en la práctica estos valores se alejan mucho de los teóricos, es decir se generan grandes pérdidas debido a factores que son difíciles de predecir con precisión.

Entre los factores que afectan los resultados se pueden mencionar los siguientes:

Diseño del compresor.

Velocidad del compresor (en los casos de velocidad variable de amplio rango).

Diseño de válvulas.

Temperatura y presiones de succión y descarga.

Composición del gas natural.

Filtración en los anillos del pistón.

Filtración en los anillos de la empacadura.

Filtración en las válvulas.

2.4.4 Proceso de Compresión

En cualquier tipo de compresor, la compresión se realiza siguiendo los procesos básicos: el proceso isotérmico; donde se extrae todo el calor generado; y el proceso politrópico, donde se extrae una parte del calor, este último tiene dos modalidades: el politrópico propiamente dicho y el adiabático.

2.4.4.1. Proceso isotérmico

Ocurre cuando se mantiene la temperatura constante a medida que aumenta la presión, para lo cual es necesario extraer todo el calor generado durante el proceso, incluyendo el calor de compresión y el de fricción.

$$P*V = \text{constante}$$

Ec. (2.16)

donde

P= presión (Psia)

T= temperatura (°F)

2.4.4.2. Proceso politrópico

En este se le extrae al gas una cantidad de calor diferente al total generado durante el proceso, incluso puede que no se le remueva ningún calor; lo cual hace que la curva sea más inclinada que el proceso isotérmico, sigue la ecuación, donde n es el llamado exponente politrópico.

$$P * V^n = \text{constante}$$

Ec. (2.17)

donde

P= presión (Psia)

T= temperatura (°F)

n= exponente Politrópico y su valor se obtiene experimentalmente

2.4.4.3. Proceso adiabático

El proceso adiabático ocurre cuando el calor extraído al gas es sólo generado por la fricción o el roce, es decir, no se le agrega ni se le quita calor durante el proceso, entendiéndose el calor generado por el proceso de compresión sigue la ecuación:

$$P * V^k = \text{constante}$$

Ec. (2.18)

donde:

P= presión (Psia)

T= temperatura (°F)

k = la relación de calores específicos del gas

Ciclo adiabático

El ciclo adiabático está basado en el proceso adiabático y consta de cuatro partes:

Compresión adiabática desde la presión de succión P_s hasta la presión de descarga P_d .

Descarga de gas comprimido desde la parte interna del cilindro hacia la tubería.

Expansión adiabática del gas que permanece dentro del cilindro de P_d a P_s .

Succión del gas desde la tubería de succión.

2.4.5. Motor de cuatro tiempos

Se denomina ciclo o motor de cuatro tiempos el que precisa cuatro o cinco carreras de pistón o émbolo (dos vueltas completas del cigüeñal) para completar el ciclo termodinámico. Estos cuatro tiempos son:

Primer tiempo (0-180°) de admisión

En esta fase el descenso del pistón desde el punto muerto superior (PMS) al punto muerto inferior (PMI) permite aspirar la mezcla aire combustible en los motores de encendido provocado o el aire en motores de encendido por compresión; en el primer tiempo el cigüeñal gira 180° y el árbol de levas 90° y la válvula de admisión (AV) se encuentra abierta y su carrera es descendente. Al final de la admisión (en el PMI) se cierra la válvula de admisión. El llenado del cilindro requiere un trabajo negativo.

Segundo tiempo (180°-360°) de compresión

Al llegar al final de carrera inferior la válvula de admisión se cierra, comprimiéndose el gas contenido en la cámara por ascenso del pistón. En el segundo tiempo el cigüeñal gira 180° y el árbol de levas 180°, además ambas válvulas se

encuentran cerradas y su carrera es descendente. En el principio esta compresión es adiabática. La compresión requiere un trabajo negativo.

Tercer tiempo (0-180°) de exposición

Al no poder llegar al final del PMS el gas ha alcanzado la presión mínima. En los motores de encendido provocando, salta la chispa en la bujía provocando la inflamación de la mezcla, mientras que en los motores diesel, se inyecta con jeringa el combustible que se auto inflama por la presión y temperatura existente en el interior del cilindro. En ambos casos, una vez iniciada la combustión, esta progresa rápidamente incrementando la temperatura en el interior del cilindro y expandiendo los gases que empujan el motor. Esta es la última fase en la que se obtiene el trabajo positivo. En este tiempo el cigüeñal gira 170° mientras que el árbol de levas 260°, ambas válvulas se encuentran cerradas y su carrera es descendente (desde el PMS al PMI).

Secuencia del ciclo de Compresión

La secuencia completa del tiempo la realiza en 360°, es decir, una vuelta del volante, la cual es la siguiente.

1.- Ciclo de compresión: la compresión es realizada a partir de 77° antes del punto muerto superior (apms) cuando cierra la válvula de eyección de gas combustible, aumentando su compresión a los 4° apms cuando realiza el ciclo de ignición o combustión para culminar en 0° pms.

2.- Ciclo de ignición o combustión: es realizado mediante un generador electrónico que genera una chispa de encendido doble que es transmitida mediante el cableado a dos bujías que se encuentran en la cámara del cilindro de fuerza el cual es realizado a los 4° apms. en algunos motores se realiza en 10° apms esto depende de

algunas variables como altitud sobre el nivel del mar o composición del gas combustible.

3.- Ciclo expansión: la expansión es realizada a partir de 0° pms culminando a los 70° después del punto muerto superior (dpms) en la cual el cilindro de fuerza genera sus hp. (caballos de fuerza).

4.- Ciclo de escape o lumbreras de escape: el escape de los gases quemados es realizado a partir de 70° antes del punto muerto inferior (apmi) culminando a los 70° dpmi. el escape es realizado mediante lumbreras u orificios que se encuentran en la camisa del cilindro de fuerza a 20° antes de abrir las lumbreras de admisión y cierran a 20° después de cerrar las lumbreras de admisión, por el cual realiza la expulsión de los gases quemados o gases de escape, producto del trabajo realizado, estos gases entran en la turbina de potencia por medio del anillo de tobera el cual lo guía hacia el impulsor de la turbina generando trabajo en ella.

5.- Ciclo de admisión o lumbreras de admisión: la admisión es realizada a partir de 50° apmi. para culminar a los 50° dpmi. mediante lumbreras de admisión u orificios que se encuentran en la camisa del cilindro de fuerza por donde entrara el aire produciendo barrido de los gases quemados, a 20° después de abrir las lumbreras de escape, cerrando a 20° antes de cerrar las lumbreras de escape y 17° después de abrir la válvula de iny. del gas combustible, como se podrá ver cuando abren y cierran las lumbreras de admisión las lumbreras de escape continúan abiertas, esto es para completar el barrido de los gases quemado que se encuentran en el cilindro y quedarse con el aire limpio y mezclado con el gas combustible necesario para la combustión. el aire de barrido que es suministrado al cilindro mediante las lumbreras de admisión es producido por el soplador de la turbina de potencia, anteriormente en el ciclo de escape se había dicho que los gases de escape generaban trabajo en la turbina, bien este trabajo es reflejado mediante un eje al soplador de la turbina de

potencia, este soplador extrae el aire del ambiente por medio del purificador y lo introduce en la galería de barrido donde se encuentran los intercooler o enfriadores de barrido de forma independientes por cada cilindro de fuerza, este aire pasa por la parte externa de las tuberías de los enfriadores de barrido el cual es enfriado a una temperatura adecuada para llegar a cada uno de los cilindros de fuerza en su ciclo de admisión; así como también, en los enfriadores de barrido por sus tuberías internamente circula agua que es impulsada por medio de una bomba y es enfriada por el enfriador principal del motor.

6.- Ciclo de la válvula de inyección de gas combustible: la abertura de la válvula de inyección de gas combustible es realizada a partir de 35° dpmi. para culminar a los 77° apms. mediante una válvula de inyección que se encuentra instalada en la cámara del cilindro de fuerza, permitiendo el paso del gas combustible, el cual se une al aire de admisión para producir la mezcla necesaria para la compresión y combustión.

2.5. Sistema de enfriamiento

El proceso de compresión esta asociado al efecto de aumento de temperatura del gas natural, es por eso que después de cada etapa de compresión es necesario enfriar el gas. Actualmente, en las plantas compresoras de gas el sistema de enfriamiento utilizado son los intercambiadores de calor por aire, resultando más económicos que otros debido a que cada vez se dificulta disponer de agua como medio para enfriar los fluidos del proceso. [6]

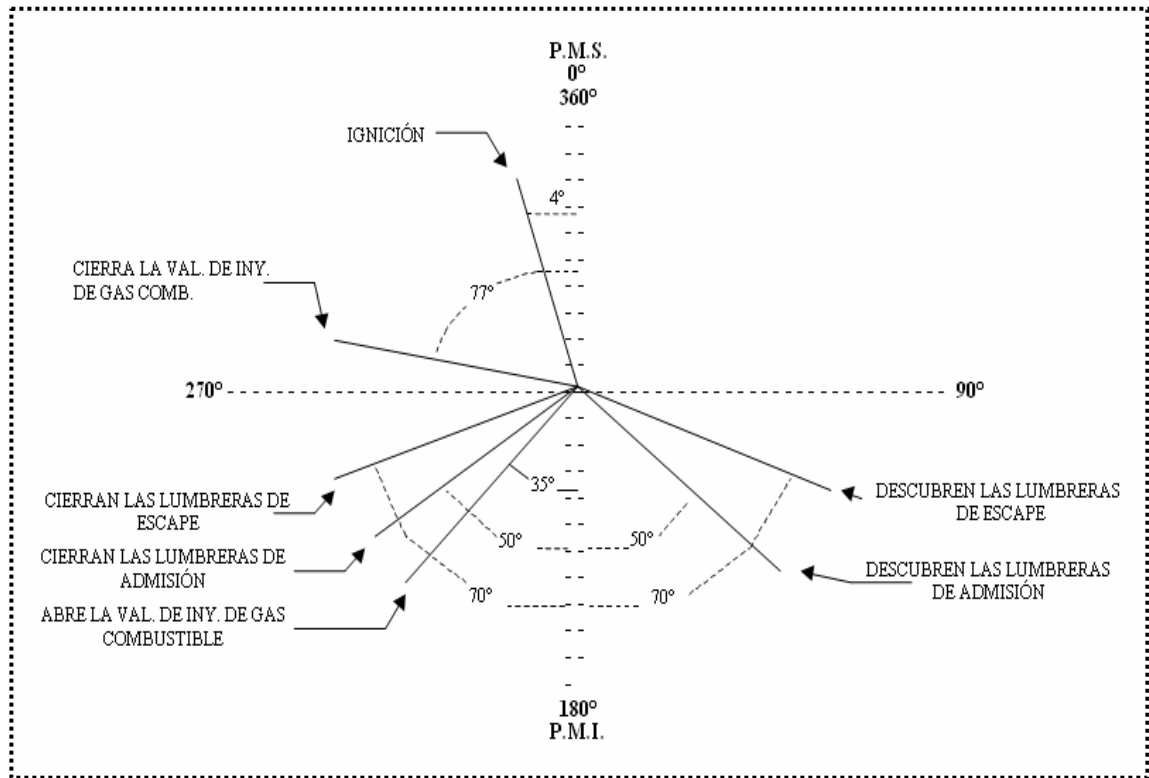


Figura 2.5. Secuencia del tiempo del motor marca Clark modelo TLA-10.

(P.M.S.): Punto Muerto Superior

(P.M.I.) : Punto Muerto Inferior

2.5.1 Enfriadores por aire

En un enfriador de aire el fluido a ser enfriado fluye por el interior de un haz de tubos aleteados, mientras el aire fluye sobre la superficie externa de los tubos con patrón de flujo transversal. El flujo de aire puede ser producido por tiro natural en una chimenea o torre o por un ventilador. Estos enfriadores están constituidos por tubos con aletas para una mayor área de transferencia de calor. Poseen una estructura de

sustentación de acero con una cámara y anillo para el ventilador de flujo axial con su impulsor, así como diversos accesorios tales como: persianas, protector de ventilador, tirantes y protectores contra granizo. [6]

La industria de proceso, en general, cuenta con una gran número de equipos de transferencia de energía. De manera general los intercambiadores se pueden clasificar tomando como base los siguientes conceptos:

Según el fluido de enfriamiento

De acuerdo con los procesos de transferencia

De acuerdo al tipo de servicio

De acuerdo a su función en el proceso

De acuerdo al tipo de construcción

Según estos últimos criterios los intercambiadores pueden ser:

Multitubos

De un solo tubo

De placas

Superficies extendidas

De contacto directo

Servicios especiales

Para la evaluación de este estudio se tomaron en cuenta los intercambiadores de superficie extendida llamados enfriadores por aire. Estos enfrían y condensan el fluido mediante el aire atmosférico [2]. Los enfriadores por aire están conformados por uno o más ventiladores de flujo axial, de velocidad relativamente baja y diámetros grandes, que forzar o inducen al aire a fluir a través de un banco de tubos.

Descripción de los intercambiadores de calor

En los intercambiadores de calor enfriados por aire, el aire pasa a través de un banco de tubos de superficie extendida (tubos aleteados), por donde circula el fluido del proceso, al cual se le reduce la temperatura de acuerdo a las necesidades requeridas. El aire atmosférico se impulsa a través de un banco de tubos, mediante ventiladores que suministran el flujo de aire bien sea de tiro forzado o inducido.

2.5.1.1. Generalidades

Haz de tubos: conjunto de cabezales, tubo o armazón. También se les llama una sección.

Bay: uno o más haces de tubos servido por uno o más ventiladores incluyendo la estructura, el pleno y otros equipos presentes.

Unidad: uno o más haces de tubos en uno o más bays para un servicio único.

Banco: uno o más bays incluyendo uno o más unidades arregladas en una estructura continúa.

2.6. Normativa Pdvsa para el diseño y evaluación de sistemas de compresión

Existen distintas normativas que rigen el diseño de sistemas de compresión y el cumplimiento de dichas normas viene a garantizar el uso seguro de estos sistemas. Todas estas reglas, normas y códigos, proporcionan requisitos en la selección de los equipos adecuados para garantizar un óptimo proceso.

Normas PDVSA N° 90616.1.027.Separadores líquido-vapor (Manual de

Ingeniería de Diseño)

Pertenece al manual de ingeniería de diseño de las normas PDVSA y abarca todo lo correspondiente a los procedimientos para calcular el tamaño de los separadores.

2.6.2. Norma PDVSA N° MDP-03-S-01. Separación Física. Tambores separadores

Principios básicos (manual de diseño de proceso)

En este documento se presenta información acerca de los fundamentos teóricos que permiten una óptima comprensión de la terminología relacionada con el área de las separaciones físicas de fluido, haciendo énfasis en la separación líquido-vapor.

2.6.3. Norma PDVSA N° MDP-05-E-03. Transferencia de calor. Procedimiento de

diseño para enfriadores por aire (manual de diseño de proceso)

Este documento tiene como propósito proveer al ingeniero de proceso y diseño una herramienta de cálculo manual para el dimensionamiento preliminar de enfriadores de aire.

2.7 Descripción de simuladores

La simulación de proceso es una técnica que permite predecir en forma rápida y confiable el comportamiento de un proceso o planta de gas, a partir de la representación matemática y realista del mismo. En estos programas se combina la

fuentes de datos de una librería extensa de componentes químicos y de métodos de predicción de propiedades termodinámicas para ofrecer al ingeniero de proceso la facilidad de elaborar un modelo matemático representativo de la respuesta del proceso de estudio a determinadas condiciones de operación.

2.7.1 Simulador Pro II/ Provisión V 7.1

El Pro II/ Provisión V. 7.1 es uno de los programas de simulación de proceso en estado estacionario más completo que existe en el mercado. Este se encarga de predecir el comportamiento de los diferentes equipos y propiedades de las corrientes luego, de establecer el estado estable del sistema. Este programa soporta dos interfaces básicas, la primera se caracteriza por las instrucciones de la computadora, por medio de un lenguaje de programación específico. Las otras interfaces, que se usaran para este trabajo, son completamente gráficas, realiza una traducción de un dibujo al programa para realizar la simulación. [1]

2.7.2 Simulador PIPEPHASE V. 9.0

Es un simulador de flujo de tuberías de fluidos multifásicos en estado estable, usado para el modelaje de sistema de recolección y transporte de petróleo y gas. La simulación permite predecir el comportamiento estacionario de la planta de operaciones, redes de tuberías cuando se produce cambios en variables de proceso, como nuevas alimentaciones, también es posible predecir el comportamiento de plantas y redes de tubería existentes que puedan ser sometidas a diferentes condiciones de operación, a fin de analizar la respuesta del proceso ante de esta modificación, proporcionando guía para optimizar un proceso. [1]

2.7.3 Programa de cálculo para compresores COMPRES

El COMPRES es un software exclusivo para compresores, en el cual se introducen parámetros de diseño de los mismos que permiten obtener el comportamiento del mismo al ser sometido a diferentes condiciones operacionales.

2.8 Estadística

La estadística representa un conjunto de conocimiento que permiten tratar con datos cuantitativos que reflejen cualquier grado de incertidumbre. Existen seis aspectos básicos en la estadística aplicada, que son:

Tipo de datos.

VARIABLES ALEATORIAS.

Modelos.

Parámetros.

Estadística de la muestra.

Caracterización de los sucesos u ocurrencia al azar.

A partir de los aspectos anteriores se pueden desarrollar estrategias y procedimientos que permitan tratar con estadística de estimación y estadística inferencial. Lo que sigue se enfoca más hacia la estadística inferencial, debido a su espectro de más amplia utilidad. [3]

2.8.1 Prueba de la bondad de ajuste

Consiste en probar si un conjunto de observaciones sigue o no una distribución preconcebida, este concepto tiene aplicaciones industriales.

2.81.1. Procedimiento de la prueba

Esta prueba se basa en la estadística de la prueba Ji cuadrada (X^2) la cual se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$X^2 = \sum_{j=1}^r \frac{(O_j - E_j)^2}{E_j}$$

Ec. (2.19)

con f grados de libertad

Cada observación experimental se puede clasificar en una de r categorías o celdas.

r = número total de celdas.

O_j = número de observaciones que ocurren en la celda j .

E_j = número esperado de observaciones para la celda j en base a la distribución preconcebida.

N = número total de observaciones.

f = grados de libertad para la prueba.

Suposiciones

Las observaciones representan una muestra seleccionada al azar de una población especificada.

El número de conteos esperados E_j en cada categoría debe ser aproximada a 5 o más.

Prueba de hipótesis

H_0 = La muestra procede de la distribución teórica especificada.

H_1 = La muestra no procede de la distribución teórica especificada.

2. Para un grado de confiabilidad estimado

Se rechaza H_0 si la X^2 de la muestra $> X^2$ tabulada.

Se acepta H_0 si la X^2 de la muestra $< X^2$ tabulada.

CAPITULO III

El trabajo realizado comprendió la evaluación del sistema de compresión de la planta compresora Santa Ana III. Ésta con más de 20 años de operación, ha presentado problemas en cuanto a la alimentación de la tercera etapa de compresión (800 psig), de allí la importancia de este estudio. Inicialmente, consistió en la investigación bibliográfica de los parámetros de diseño de los separadores verticales y de los términos técnicos asociados a los motocompresores y a los enfriadores de gas. Posteriormente, se realizó un levantamiento isométrico de la red de tuberías, para de esa manera obtener las características de los dispositivos instalados en las líneas; información que fue previamente organizada para facilitar el suministro de datos, junto a las condiciones operacionales a los simuladores, teniendo como muestra la tabla 3.5. y encontrándose el resto en el apéndice C. Seguidamente, se procedió a modelar las líneas de flujo con sus respectivos equipos empleando como herramientas los simuladores PIPEPHASE V 9.0 y PRO II V 7.1

También se realizaron entrevistas a los operadores y a los ingenieros de procesos a fin de conocer cual era el estado de sistema de compresión.

3.1 Identificación de las variables operacionales de las unidades del sistema de compresión

Esta etapa representa el punto de inicio para el alcance de los siguientes objetivos; consistió en la recolección de los valores operacionales, tanto para los programas de simulación como para el diseño básico de un depurador gas-líquido. Se realizó una revisión de los manuales de diseño y se procesó la información suministrada por los operadores de planta, mediante la cual se tomaron mediciones de parámetros como presión y temperatura de operación, relacionados con cada equipo.

3.1.1 Depuradores

Este equipo constituye la fase inicial del proceso, se tomaron valores de presión y temperatura tanto a la entrada y salida, y el diámetro en las boquillas de entrada y salida del gas y del líquido.

3.1.2 Compresores

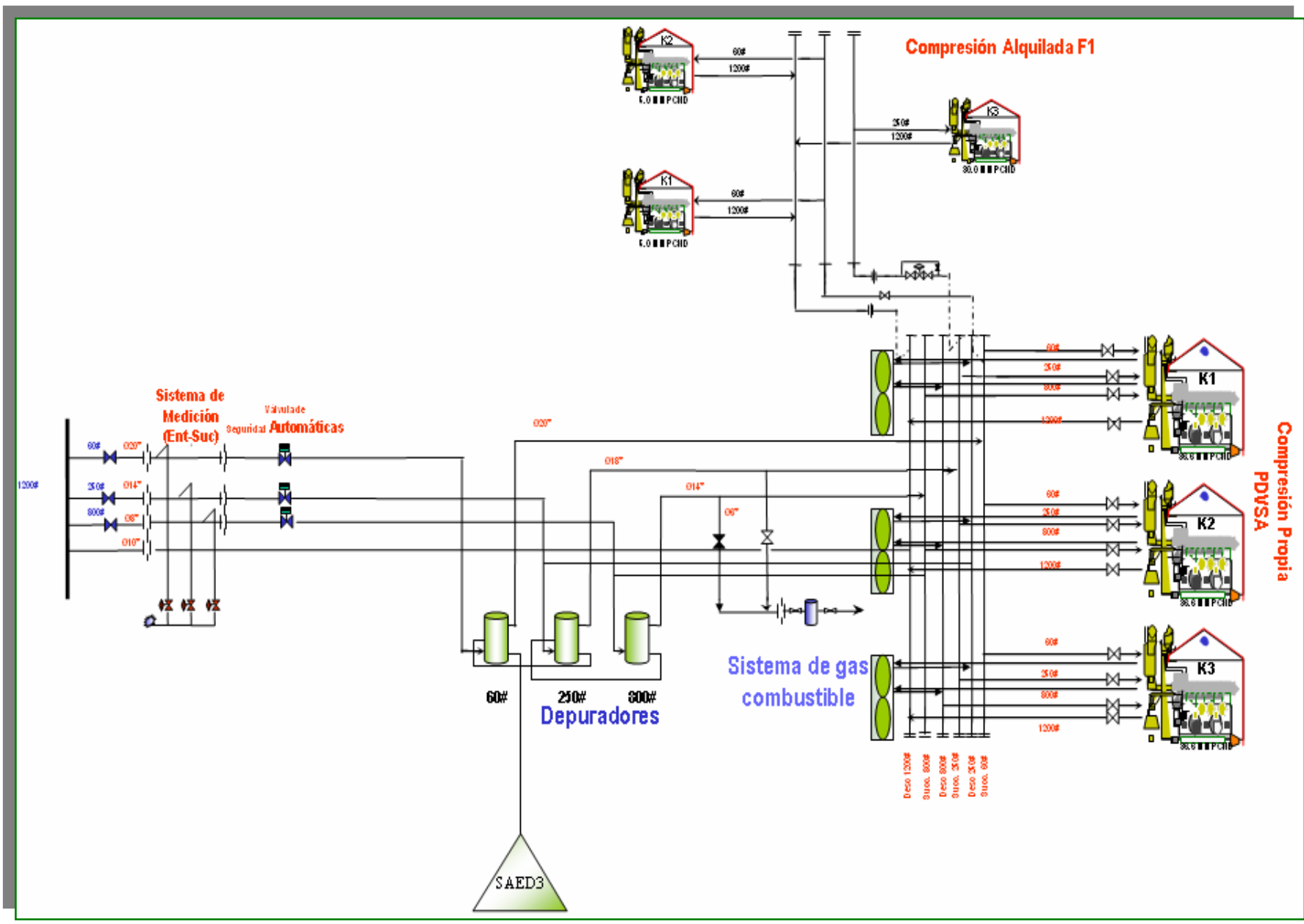
Todos los compresores de movimiento alternativo tienen un volumen o espacio muerto entre la parte superior del émbolo y la parte correspondiente al cilindro, y en tal localización se encuentran las válvulas de succión y descarga. Los compresores instalados en la planta son de doble acción, lo que significa que realiza compresión en uno y otro sentido de su carrera. El émbolo en su desplazamiento no llega a tocar la parte superior del cilindro, por lo cual queda un espacio libre alrededor de las válvulas, lo que es conocido como volumen de espacio muerto y que generalmente se expresa como una fracción o porcentaje del volumen de desplazamiento total, denominado volumen muerto normal (VMN); el porcentaje de volumen muerto para cada cilindro se encuentra en la tabla 3.2, tanto para la parte delantera (VMN HE), como la trasera (VMN CE); para posteriormente aplicar lo expuesto acerca de compresores de movimiento alternativo con espacio muerto; cabe destacar que diariamente se realiza un recorrido de donde son tomados los parámetros del motocompresor de las líneas de entrada y salida de cada etapa.

3.1.3 Enfriadores

En este equipo se establecieron como variables operacionales más relevante la temperatura de entrada y salida del enfriador.

3.1.4 Descripción del recorrido del gas

El gas proveniente de 60, 250 y 800 psig, pasa a través de tuberías de 20", 14" y 8" respectivamente. En la primera etapa de compresión, el gas de campo pasa al depurador de gas para desalojar alguna partícula sólida y líquido contenidos en la corriente. Posteriormente el gas ya depurado sale por una de tubería de 20" hacia el cabezal de succión de la primera etapa donde es alimentado el cilindro compresor, a través de una línea de 8", para elevar la presión de 60 a 250 psig y pasar luego al cabezal de descarga de la primera etapa. En la segunda etapa el gas de campo se une con el gas comprimido en la primera etapa, antes de pasar al depurador de 250 psig, por medio de una línea de 18", saliendo de ésta por una tubería de 14" hacia el cabezal de succión de la segunda etapa, para alimentar al segundo cilindro por medio de una tubería de 6", hasta comprimir el gas hasta una presión de 750 psig aproximadamente. Sale del cilindro a través de una línea de 6", hacia el cabezal de descarga de la segunda etapa. De este cabezal sale una línea que lleva el gas comprimido, uniéndose con el de campo para entrar al depurador de 800 psig. La tercera y última etapa de compresión tiene el mismo principio que la segunda, a diferencia de la anterior, el gas de campo pasa por una tubería de 8 pulg se une con el gas de la segunda etapa, pasando por el depurador y finalmente va a los cabezales, para posteriormente ser comprimidos hasta una presión cercana a los 1.200 psig. Anteriormente el gas de la última etapa pasaba por una siguiente para elevar la presión hasta 3.000 psig y este gas era utilizado para la inyección de los pozos o lo que se llama levantamiento artificial. En la figura 3.1 se muestra el esquemático del sistema de compresión llevado a cabo en la planta, se observa que el gas de la tercera etapa de compresión no pasa por el enfriador, por considerar que la variación de la temperatura no es apreciable.



3.1.5 Composición en base húmeda

Uno de los datos requeridos en el estudio, es la composición de cada alimentación, la cual se obtuvo por medio de la cromatografía de gas, sin embargo esta composición es en base seca y el gas tiene un contenido de humedad, por lo que mediante el programa Pro II se simuló la saturación de dicho gas para obtener una composición en base húmeda. En la figura 3.2, se puede ver el esquema para el cálculo de la composición en base húmeda mediante el simulador. Se realizaron iteraciones aumentando el flujo de agua hasta que la composición resultante se hizo constante y se tomó ésta como composición en base húmeda de gas y el contenido de humedad respectivo.

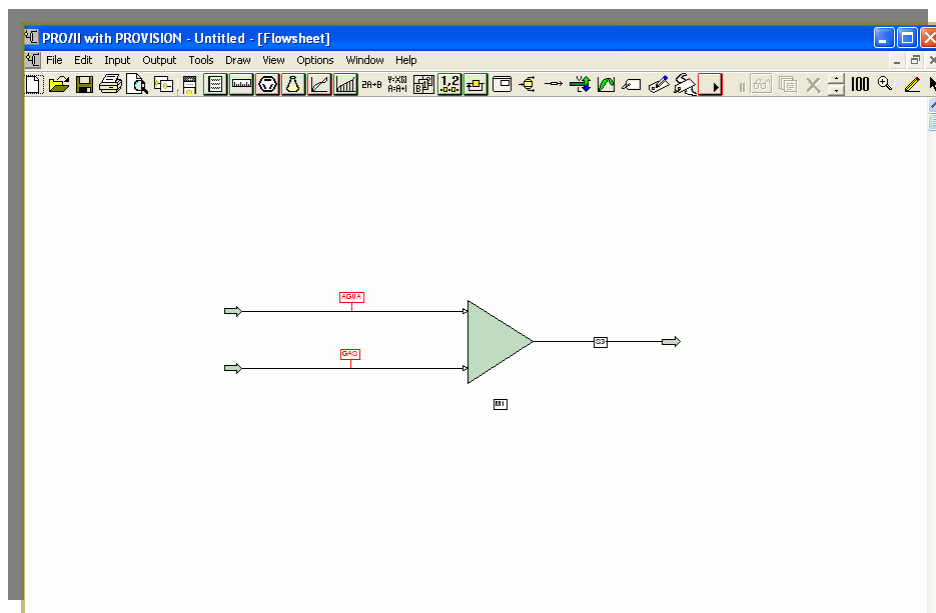


Figura 3.2. Representación del esquema de simulación para el cálculo de la composición en base húmeda.

A continuación se muestra la tabla 3.4, la composición en base húmeda arrojada por el simulador para cada nivel de presión del gas proveniente del campo a la entrada y la salida se ubica en el apéndice B.

Tabla 3.1. Composición en base húmeda a la entrada de cada depurador.

COMPONENTE	ENT. 60	ENT. 250	ENT. 800
N2	0,013000	0,013100	0,002370
CO2	0,091800	0,092800	0,121400
C1	0,726200	0,734100	0,785100
C2	0,071500	0,072200	0,047600
C3	0,045200	0,045500	0,024600

Tabla 3.1. Composición en base húmeda a la entrada de cada depurador.

(Continuación)

COMPONENTE	ENT. 60	ENT. 250	ENT. 800
i-C4	0,011400	0,011400	0,005340
n-C4	0,013900	0,013900	0,006180
i-C5	0,005300	0,005150	0,001950
n-C5	0,003960	0,003810	0,001560
C6	0,003713	0,003250	0,001370
C7	0,002406	0,001710	0,000930
C8	0,001545	0,000720	0,000460
C9	0,000139	0,000030	0,000050
C10	0,000000	0,000000	0,000000
H2O	0,009931	0,002450	0,001130
H2S	0,000000	0,000000	0,000000

Mediante la prueba de la bondad de ajuste se determinó si las composiciones en base húmeda, calculada por el simulador a la salida de los depuradores, son estadísticamente diferentes a las obtenidas de la cromatografía de gases. Para ello, se procedió a calcular la composición en base seca de la obtenida del simulador. Estos procedimientos son mostrados en la muestra de cálculo.

3.2. Simulación mediante pro ii del proceso de compresión a las condiciones operacionales actuales de la planta

Esta etapa se fundamenta en reproducir las condiciones actuales de la planta de estudio. Para ello, se tomaron como premisas condiciones operacionales para flujo continuo y condiciones estacionarias. A partir de los datos operacionales tomados de campo, se procedió a realizar el esquema del sistema de simulación siguiendo la siguiente metodología:

Elaboración del diagrama de flujo y esquema de la conexión entre las corrientes con las operaciones unitarias

Este es el primer paso en el proceso de simulación, figura 3.3, se identifican los equipos de depuración, compresión y enfriamiento para posteriormente unir las líneas.

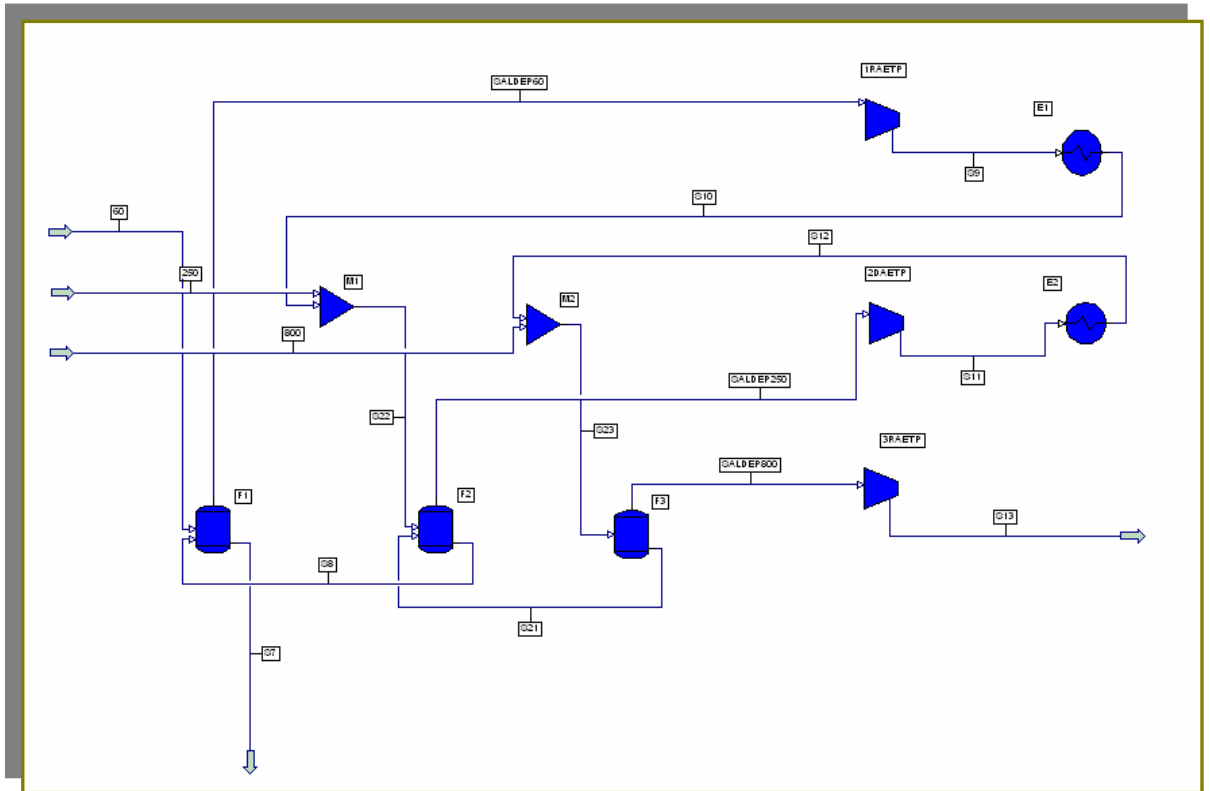
3.2.1 Definición de los componentes del sistema

La selección se realiza a través de los componentes contenidos en la librería del simulador, el cual cuenta con una extensa lista de componentes (figura 3.4).

3.2.2 Selección de la ecuación de estado termodinámico

Todas las ecuaciones de estado tienen una limitante y se debe elegir la más apropiada para

este estudio. Para este caso se seleccionó Peng Robinson, esta ecuación es una de las más usadas, puesto que está diseñada para gases e hidrocarburos livianos



(figura 3.5).

Figura 3.3. Esquema del sistema de compresión en PRO II.

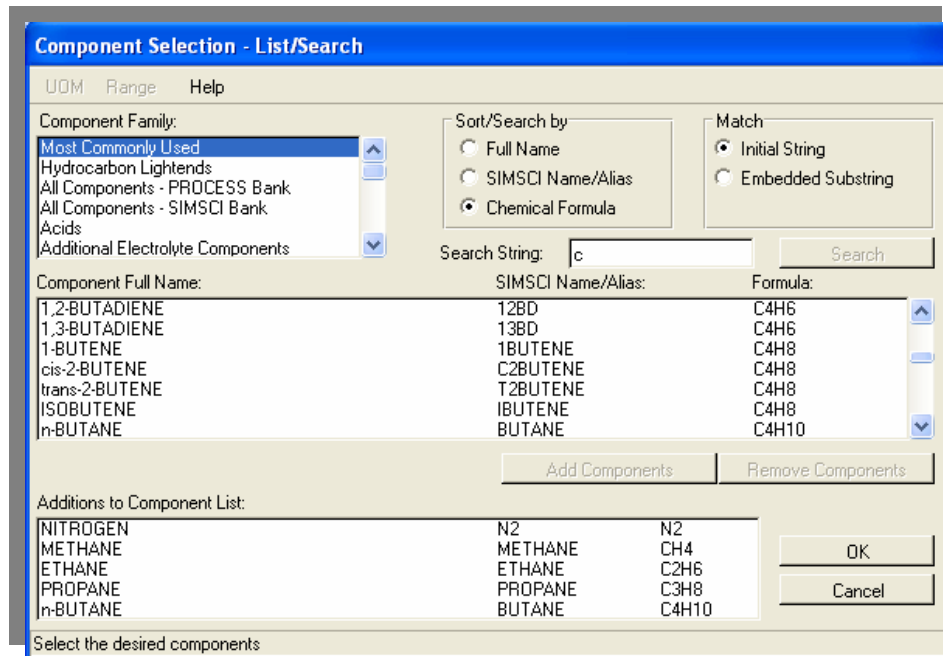


Figura 3.4. Selección de los componentes del sistema.

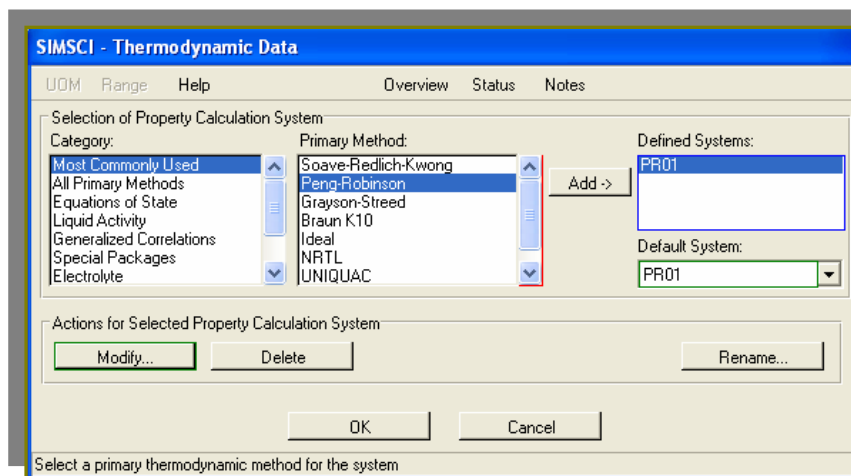


Figura 3.5. Selección de las ecuaciones de estado termodinámicas utilizadas.

3.2.3 Suministro de los datos de las corrientes de alimentación. (figura 3.6)

Se especifican la composición en base húmeda, tabla 3.4.

Stream Data - Flowrate and Composition

UQM Range Help Tag

Specify flowrate and composition for stream 60

Fluid Flowrate Specification

Total Fluid Flowrate: 2.1250e+005 ft³/hr

Individual Component Flowrates

Copy	Component	Composition
Paste		Mole
	N2	0.013000
	CO2	0.091800
	METHANE	0.72625
	ETHANE	0.071500
	PROPANE	0.045200
	IBUTANE	0.011400
	BUTANE	0.013900

Clear Compositions Total: 1.0000 Normalize Component Flowrates Based on Specified Fluid Flowrate

OK Cancel

Exit the window after saving all data

Figura 3.6 Fracciones molares de los hidrocarburos presentes en el gas.

3.2.4 Suministro de las condiciones de operación

Se especifican la presión, temperatura y flujo.

En la figura 3.7 se muestra la representación del esquema.

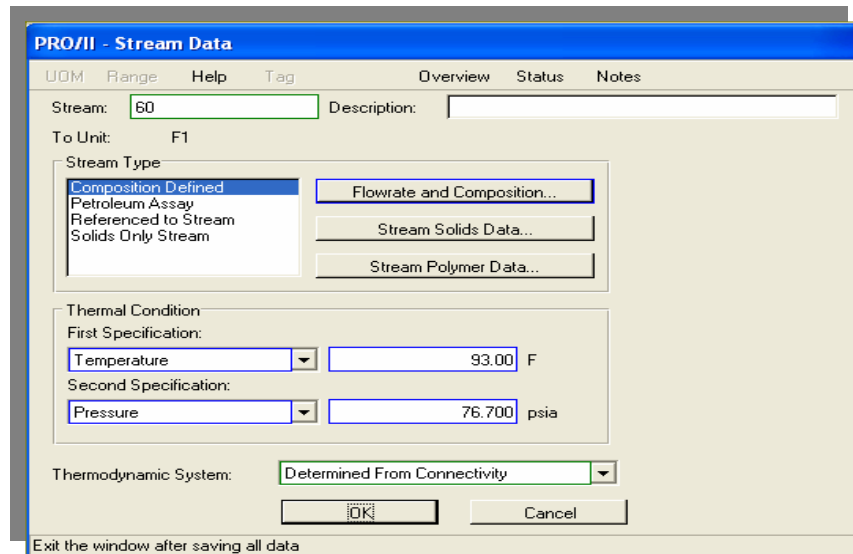


Figura 3.7. Condiciones establecidas para la alimentación.

Actualmente el gas que sale de la tercera etapa de compresión no pasa por el enfriador ya que la temperatura de salida está alrededor de 120 °F y el requerimiento del cliente es de 110°F y la diferencia se alcanza por el recorrido del gas expuesto a las condiciones climáticas

3.3. Cálculo mediante hoja de Excel de las variables de diseño de las unidades de depuración

La evaluación de los depuradores instalados, abarcó la realización de una hoja de cálculo para obtener las variables más relevantes que conlleve al logro de este objetivo. Para esta evaluación se seleccionó uno de los depuradores de la planta, se escogió el depurador de 800 psig, ya que éste va a ser sometido a las nuevas condiciones; se necesita determinar si el depurador instalado cumple con la especificación establecida para un gas, con una presión de operación de 500 psig, así determinar la capacidad de desalojar el líquido de la corriente que viene de campo y

el proveniente de los otros depuradores, por la recirculación presente en el sistema. Por todo lo anterior, se muestra a continuación los cálculos básicos y consideraciones de diseño de un depurador líquido-gas. Conocidos los siguientes parámetros:

- Presión de operación: 500 psig
- Flujo de gas: 32 MMPCG
- Temperatura: 95 F
- Gravedad de gas: 0,750
- Peso molecular del gas: 21,733 lb/lmol
- Densidad del gas: 0,280 lb/pies³
- Densidad del líquido: 42,42 lb/pies³
- Factor de compresibilidad:

La forma de la ecuación de estado en que interviene el factor de compresibilidad, es muy sencilla, la única dificultad radica en poder disponer de diagramas para todos los gases; sin embargo esta labor puede reducirse a la elaboración de un diagrama; se puede lograr lo anterior utilizando variables de estado reducidas.

Los valores críticos de presión, temperatura y volumen específico son únicos en el punto crítico de cada gas. La tabla 3.5 presenta las propiedades críticas de los componentes del gas natural.

Tabla 3.2. Propiedades críticas para cada componente.

COMPONENTE	TC(K)	PC(ATM)	TC(R)	PC(PSIA)
N2	126,2	33,50	227,49	492,45
CO2	304,2	72,90	547,89	1071,63
C1	190,7	45,80	343,59	673,26

C2	305,4	48,20	550,05	708,54
C3	369,9	42,00	666,15	617,4
i-C4	408,1	36,00	734,91	529,2
n-C4	419,6	39,70	755,61	583,59
i-C5	461,0	32,90	830,13	483,63
n-C5	469,8	33,30	845,97	489,51
C6	507,9	29,90	914,55	439,53
C7	540,2	27,00	972,69	396,9
C8	398,7	22,50	717,99	330,75
C9	595,0	23,00	1071,33	338,1
C10	619	20,8	1114,53	305,76

Con la composición molar en base húmeda de cada una de los componentes. se obtienen las coordenadas reducidas mediante las siguientes ecuaciones:

Presión pseudocrítica:

$$\overline{P}_c = \sum y_i \times P_c$$

Ec. (3.2)

donde:

P_c = presión

P_c = presión crítica

y_i = fracción molar de cada componente.

Temperatura pseudocrítica:

$$\overline{T}_c = \sum y_i \times T_c$$

Ec. (3.3)

donde:

T_r = temperatura pseudocrítica.

T_c = temperatura crítica.

y_i = fracción molar de cada componente.

A partir de estas correlaciones, se obtienen las coordenadas seudoreducidas haciendo uso de las siguientes ecuaciones:

Presión Pseudoreducida:

$$P_r = \frac{P}{P_c}$$

Ec. (3.4)

Temperatura Pseudoreducida:

$$T_r = \frac{T}{T_c}$$

Ec. (3.5)

Mediante la composición de la corriente de entrada del depurador de 800 psig y la temperatura y presión crítica de cada componente, se procede hacer los cálculos para determinar estas coordenadas.

Temperatura pseudocrítica:

En la tabla 3.3 se muestra los cálculos realizados para determinar ésta temperatura.

Tabla 3.3. Fracciones molares y temperatura críticas para el cálculo de las coordenadas pseudoreducidas.

Yi	TC(R)	$y_i \times T_c$
0,00237	227,49	0,539
0,1214	547,89	66,514
0,7851	343,59	269,753
0,0476	550,05	26,182
0,0246	666,15	16,387
0,00534	734,91	3,924
0,00618	755,61	4,670
0,00195	830,13	1,619
0,00156	845,97	1,320
0,00137	914,55	1,253
0,00093	972,69	0,905
0,00046	717,99	0,330
0,00005	1071,33	0,054
0,000	1114,53	0,000
	$\sum y_i \times T_c$	393,45

$$\overline{T_c} = 393,45 \text{ °R}$$

Presión pseudocrítica:

De igual manera se procedió con la presión pseudocrítica, lo cual se observa en la tabla 3.4.

Tabla 3.4. Fracciones molares y presiones críticas para el cálculo de las coordenadas pseudoreducidas.

Yi	PC(PSIA)	$y_i \times P_c$
----	----------	------------------

0,00237	492,45	1,167
0,1214	1071,63	130,096
0,7851	673,26	528,576
0,0476	708,54	33,727
0,0246	617,4	15,188
0,00534	529,2	2,826
0,00618	583,59	3,607
0,00195	483,63	0,943
0,00156	489,51	0,764
0,00137	439,53	0,602
0,00093	396,9	0,369
0,00046	330,75	0,152
0,00005	338,1	0,017
0,000	305,76	0,000
	$\sum y_i \times P_c$	718,03

El valor calculado es de 718,03.

Con los valores resultantes, seguidamente se procede a calcular la coordenada pseudoreducida, los cálculos se realizan mediante una hoja de cálculo en Excel, ver apéndice B.1, hasta obtener los siguientes valores, usando las ecuaciones 3.4 y 3.5:

$$\overline{T}_r = 1,411$$

$$\overline{P}_r = 0,717$$

Mediante la gráfica generalizada de compresibilidad de Nelson-Obert, figura F.1, se determinó el factor de compresibilidad de la mezcla interceptando las coordenadas pseudoreducidas siendo el valor obtenido de 0,939. El mismo procedimiento se realizó para la corriente de 60, 250 y 800 psig. Los resultados se visualizan en la tabla E.1.

Conocidos los datos requeridos, se procede al cálculo de las variables de diseño para un depurador de 500 psig.

Cálculo de las tasas de de flujo de mezcla, gas y líquido.

Haciendo uso de la ecuación 2.6 y sustituyendo los valores de flujo de gas se tiene:

$$W_m = \frac{32MMPCGD \times 21.733 \frac{lb}{lbmol}}{379 \times 24 \times 3600}$$

$$W_m = 21,238 \text{ lb/s}$$

El flujo de líquido (Q_l) viene dado por la siguiente ecuación:

$$W_l = 0.01 \times W_m$$

Ec. (3.5)

A partir de esta ecuación y sustituyendo el valor calculado del flujo de la mezcla se determina esta variable.

$$W_l = 0.01 \times 21,238 \text{ lb/s}$$

$$W_l = 0,2138 \text{ lb/s}$$

Por balance de masa se obtiene el flujo de gas (Q_g):

$$W_g = W_m - W_l$$

Ec. (3.6)

$$W_g = (21,238-0,2138) \text{ lb/s}$$

$$W_g = 21,0256 \text{ lb/s}$$

Cálculo de la constante de Souders Brown.

Como ya se ha mencionado ésta depende de la relación de tasa másica, para lo cual se halla mediante el cociente de los flujos másicos. Teniendo lo siguiente:

$$\frac{W_l}{W_g} = \frac{0,21238 \text{ lb/s}}{21,0256 \text{ lb/s}} = 0.01$$

Con este valor, de la tabla 2.2, se obtiene un valor de K igual a 0.35 para separadores verticales y debido a que para equipos de depuración el valor de K es 2/3 mayor al utilizado para separadores verticales el valor será de 0,583.

Determinación de la velocidad crítica.

La ecuación utilizada para el cálculo de la velocidad crítica es la 2.5, sustituyendo los datos requeridos al inicio del estudio en esta se tiene que:

$$V_c = 0,583 \times \sqrt{\frac{42,432 - 0,280}{0,280}}$$

$$V_c = 7,15 \text{ pies/s}$$

4. Cálculo de la sección transversal del recipiente.

Según la ecuación 2.8 y sustituyendo la velocidad anteriormente determinada, así como el flujo de gas se tiene:

$$A_s = \frac{32 \times 10^6 \text{ pies}^3 / s}{7,15 \text{ pies} / s \times 24 \times 3600}$$

$$A_s = 51,80 \text{ pies}^2$$

Una vez conseguida la velocidad del gas dentro del recipiente, se procede a calcular la sección transversal del depurador, del siguiente modo.

Cálculo del diámetro interno del recipiente.

Éste factor se obtiene por medio de la ecuación 2.9, introduciendo el área calculada.

$$D_i = \sqrt{\frac{4 \times 51,80}{\pi}} \times 12$$

$$D_i = 97,45 \text{ pulg } \text{ ó } 8,12 \text{ pies}$$

Cálculo del flujo volumétrico del líquido.

Para determinar éste parámetro se utiliza la siguiente ecuación.

$$Q_l = \frac{W_l}{\rho_l}$$

Ec. (3.7)

Sustituyendo los valores de densidad y flujo másico del líquido en la ecuación 3.7 se tiene que:

$$Q_l = \frac{0,21238 \text{ lb} / \text{s}}{42,42 \text{ lb} / \text{pies}^3}$$

$$Q_l = 0,005 \text{ pies} / \text{s}$$

Cálculo del volumen de retención de líquido.

Asumiendo un tiempo de retención de líquido de 1,5 min, de acuerdo con la tabla 2.3 para tiempo de retención para separadores verticales, se procede a determinar el volumen ocupado por el líquido en el recipiente por medio de la ecuación 2.11.

$$V_r = 60 \times 1,5 \text{ min} \times 0,005 \text{ pies} / \text{s}$$

$$V_r = 0,45 \text{ pies}^3$$

Determinación de la altura del líquido en el recipiente.

Según la (Ec.2.12) se tiene que:

$$h_l = \frac{0,45 \text{ pies}^3}{51,8 \text{ pies}^2}$$

$$h_l = 0,0087 \text{ pies}$$

Cálculo de la densidad de la mezcla.

Se halla la densidad de la mezcla formada por el líquido y el gas y con ella se determina la velocidad del fluido en la entrada del recipiente; para calcular la densidad de la mezcla se utiliza la (Ec.2.10).

$$\rho_m = \frac{(21,0256 + 0,21238)lb / s}{(0,005 + 75,09)pies / s}$$

$$\rho_m = 0,2828lb/pies^3$$

Cálculo de la velocidad de la boquilla permisible para la mezcla.

Sustituyendo la densidad calculada anteriormente se tiene de la ecuación 2.13

$$V_{bet} = \frac{60}{\sqrt{0,2828lb / pies^3}}$$

$$V_{bet} = 150,43 pies / s$$

La experiencia indica que la velocidad real del fluido en la boquilla tiene un valor máximo ($V_{boquilla} = 9 \text{ m/seg}$ ó 30 pies/s). Esto quiere decir que la boquilla de entrada de la mezcla al depurador no deberá tener una velocidad mayor de los 30 pies/s , aun cuando así resulte del uso de la fórmula. De acuerdo con lo anteriormente expuesto se calcula el diámetro de la boquilla de entrada para esta velocidad calculada y para la velocidad establecida por las normas para observar como varia este parámetro de diseño.

Para la velocidad calculada $150,43 \text{ pies/s}$. Se tiene lo siguiente de la ecuación 2.14.

$$D_{bet} = \left(\frac{4 \times (0,005 + 75,09) pies^3 / s}{\pi \times 150,43 pies / s} \right)$$

$$D_{bet} = 0,797 pies$$

Para una velocidad de 30 pies/s. Se determina el diámetro requerido para la mezcla mediante la (Ec.2.14).

$$D_{bet} = \left(\frac{4 \times (0,005 + 75,09) \text{pies}^3 / s}{\pi \times 30 \text{pies} / s} \right)$$

$$D_{bet} = 1,785 \text{pies} \text{ ó } 21,4 \text{ pulg}$$

Cálculo del diámetro de la boquilla de salida del gas.

Según la norma PDVSA 906.16.1.27 y MDP 03-S-03 la velocidad permisible para el gas está dentro del rango de $60 \text{pies/s} < V_{\text{gas}} < 90 \text{pies/s}$. A partir de esto se debe asumir un valor dentro de este rango para poder hallar el diámetro de la boquilla de salida para el gas.

Mediante la ecuación 2.8 y asumiendo una velocidad de 75 pies/s se calcula el área.

$$A_g = \frac{75,09 \text{pies}^3 / s}{75 \text{pies} / s}$$

$$A_g = 1,0012 \text{pies}^2$$

$$D_{boqgas} = \sqrt{\frac{4 \times 1,0012 \text{pies}^2}{\pi}}$$

Introduciendo el valor anteriormente determinado en (Ec.2.9), se obtiene el diámetro de la boquilla.

$$D_{boqgas} = 1,129 \text{ pies } \text{ ó } 13,5 \text{ pulg}$$

Cálculo de la boquilla de salida del líquido.

Al igual que para el gas se establece una velocidad a la salida del recipiente, la cual debe ser menor a 3 pies/s. Asumiendo este valor, se calcula el área del líquido por medio de la (EC.2.8), para posteriormente calcular el diámetro necesario a la salida del líquido.

$$A_l = \frac{0,005 \text{ pies}^3 / s}{3 \text{ pies} / s}$$
$$A_l = 0,000167 \text{ pies}^2$$

Se introduce este valor en la ecuación 2.9 para determinar el diámetro de la boquilla de salida del líquido.

$$D_{boqliq} = \sqrt{\frac{4 \times 0,00167 \text{ pies}^2}{\pi}}$$
$$D_{boqliq} = 0,046 \text{ pies } \text{ ó } 0,553 \text{ pulg}$$

3.4. Simulación a las condiciones operacionales actuales de los sistemas de compresión mediante pipephase

Los simuladores son herramientas de gran utilidad para los ingenieros de procesos y de diseño en la industria química, petrolera y de gas natural. En el proceso de simulación es necesario conocer las características físicas de los dispositivos instalados en las líneas, para ello se realizó el levantamiento isométrico a través del recorrido de campo, donde se identificaron todas las líneas, accesorios y equipos a los cuales se encuentran asociados. En la tabla 3.5 se reporta parte del levantamiento de campo, el resto se encuentra en el apéndice C.

Tabla 3.5. Características de los dispositivos instalados en la línea de 60 psig.

dispositivo	tipo	diametro	longitud		cambio de elevación	
			(mts)	(ft)	(mts)	(ft)
línea	horizontal	20	1,14	3,74	-	-
válvula	bola	20	-	-	-	-
línea	horizontal	20	18,1	59,38	-	-
medidor	entrada 60(caja de orificio)	20	-	-	-	-
línea	horizontal	20	14,4	47,24	-	-
línea	horizontal	20	3,82	12,53	-	-
válvula	seguridad automática	20	-	-	-	-
línea	horizontal	20	4,0	13,12	-	-
codo	45°	20	-	-	-	-
codo	45°	20	-	-	-	-
codo	45	20	-	-	-	-
codo	45°	20	-	-	-	-
separador	nivel 60#	20	-	-	-	-
codo	90	20	-	-	-	-

En esta etapa se realizó el modelo haciendo uso del programa de simulación PIPEPHASE V 9.0. El objetivo fue representar la distribución de la red de tuberías del sistema completo, para comprobar el estado actual de las mismas y las posibles limitantes que se puedan tener al ser sometidas a otras condiciones operacionales.

Mediante la información obtenida de los medidores de flujo, así como del programa de CENTINELA de PDVSA GAS, se fijó en el simulador el flujo de entrada. Además los diagramas de flujo facilitaron la construcción del esquema de las líneas y dispositivos instalados. A continuación se describe la simulación:

A. Selección de los componentes de flujo de entrada

Es necesario identificar los componentes del gas, este dato se obtiene de la cromatografía de gases tomada en el campo. En la figura 3.7 se muestra la entrada de los componentes ubicada en la librería de componentes.

B. Construcción del diagrama de disposición de las líneas y equipos

Mediante el diagrama de flujo del proceso llevado a cabo en la planta se procedió a realizar el esquema de la entrada y salida e identificación de los nodos del sistema, para este caso los nodos están ubicados a la entrada de los depuradores de la segunda y tercera etapa, donde se unen la corriente comprimida con la de campo. Se observa la disposición de las líneas en la figura 3.8.



Figura 3.8. Selección de los componentes presente en el gas

C. Datos termodinámicos (ecuaciones de estado)

Los modelos matemáticos, se fundamentan en las ecuaciones de estado las cuales representan la base para la realización de los cálculos por el simulador. En el caso de estudio se escogió la ecuación de estado más utilizada en la industria petrolera como lo es la de Peng Robinson (PR). Para el estudio de las tuberías, en la que se debe calcular la caída de presión en un amplio rango de diámetros, el simulador recomendó la ecuación de Beggs&Brill-Moddy, por ser una ecuación que es aplicable a un amplio rango de diámetros y longitudes. En la figura 3.9 se puede observar la ventana de entrada de los datos termodinámicos al simulador.

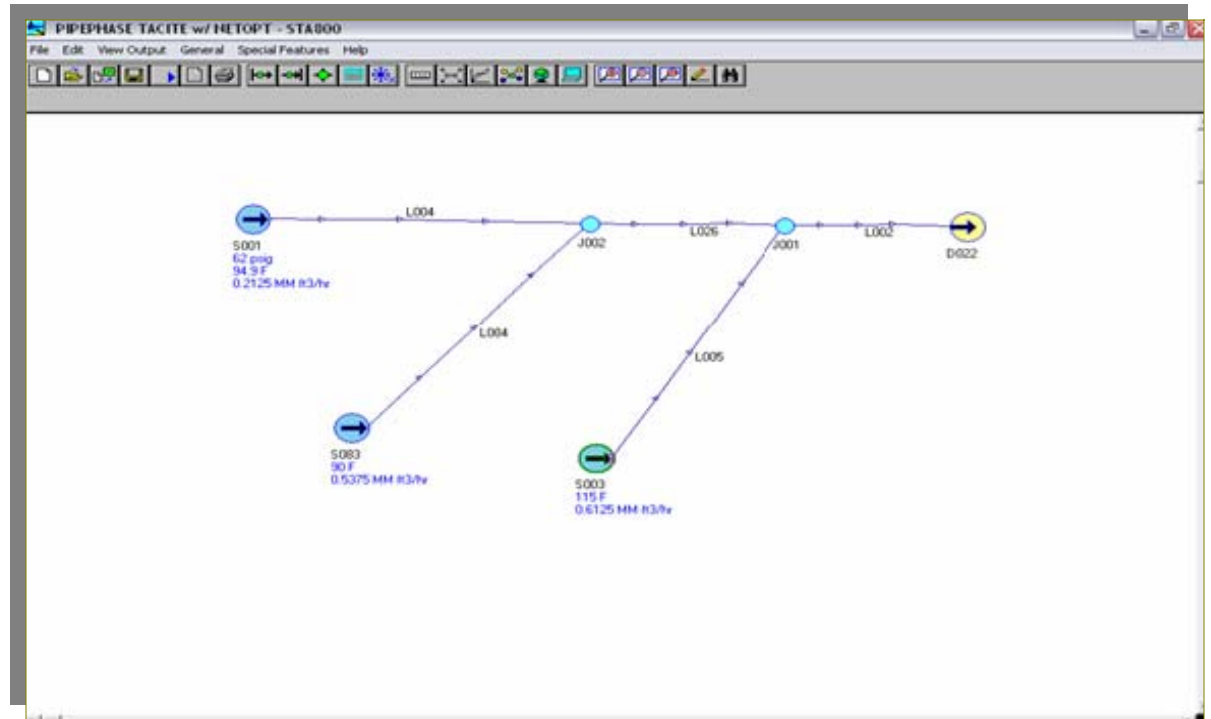


Figura 3.9. Esquema del sistema de compresión en PIPEPHASE.

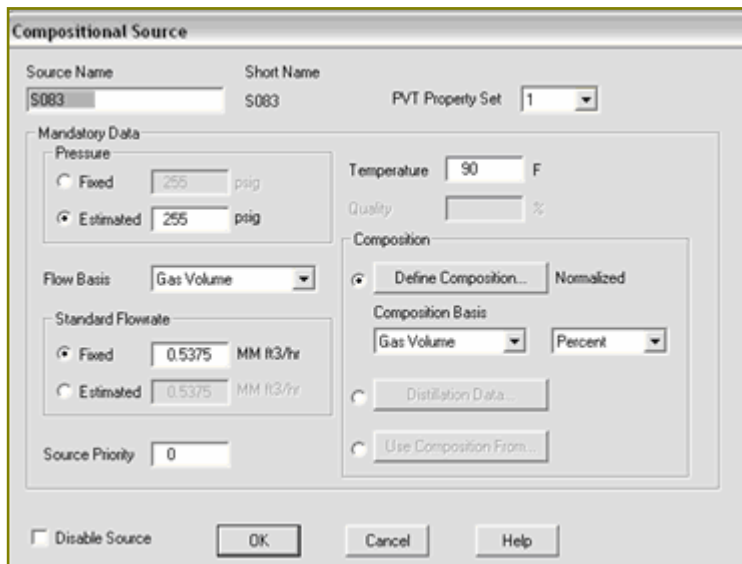


Figura 3.10. Datos termodinámicos para el caso de estudio.

D. Condiciones operacionales para la entrada y salida del sistema de estudio

Se fijaron a la entrada la presión y temperatura y se estimó el flujo de gas para obtener estos valores por medio del simulador para hacer las comparaciones y determinar la desviación. A la salida del sistema se estimaron la presión de la tercera etapa de compresión y flujo de gas. En la figura 3.10 se observa la introducción de los datos operacionales para la fuente y en la figura 3.11 la llegada.

Figura 3.11. Condiciones establecidas para la alimentación.

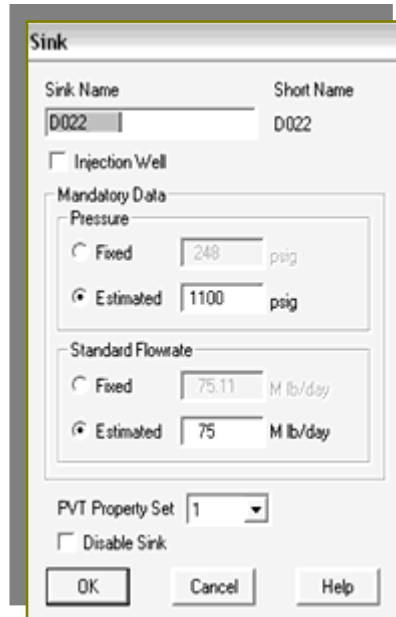


Figura 3.12. Condiciones establecidas a la salida de la última etapa.
E. Ejecución de la simulación.

Este es el último paso del proceso de simulación, para este se corrió el programa, los resultados fueron llevados a una hoja en Excel. Estos resultados son visualizados en el capítulo IV. En la figura 3.12 se muestra la representación de la ejecución de la simulación.

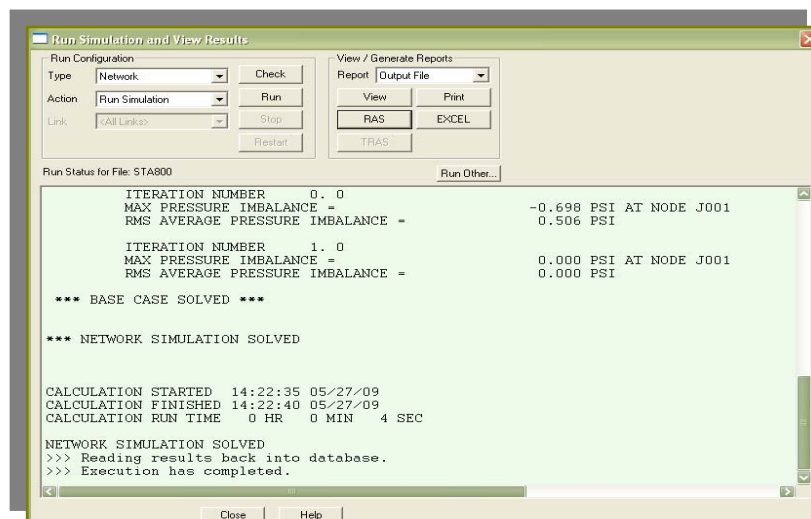


Figura 3.13. Representación de la ejecución de la simulación.

3.5. Simulación a las nuevas condiciones operacionales compresión del gas de 500 a 1.200 psig)

Esta etapa consistió en variar las condiciones de entrada de la tercera etapa de compresión. El gas de esta etapa actualmente es comprimido desde una presión aproximada 700 a 1.100 psig. Se consideró que la variación del gas proveniente de los pozos de producción es despreciable por lo que solamente se cambiaron las condiciones del compresor y de la línea proveniente de campo para esta etapa. De igual forma el depurador de esta etapa, operando a una presión de 500 psig para de este modo observar posibles fallas en este equipo. Los resultados de la corrida de simulación los cálculos correspondientes la desviación son mostrados en la discusión de resultados.

3.6. Comparación de los resultados de los simuladores con el compres

Este programa permite hacer un análisis directo de las variables operacionales de los compresores; para tener una mejor compresión es necesario mencionar el programa GASDAT, éste permite obtener determinadas variables que son requeridas para los cálculos realizados por el COMPRES, tal como el peso molecular de mezcla,

la gravedad específica, la presión y temperatura crítica y la relación de calores específicos a 50 K y 300 K, a partir de la composición. En la tabla 3.7 se muestra los resultados obtenidos para los diferentes niveles de presión.

Tabla 3.6. Datos obtenidos del GASDAT.

SALIDA DEPURADOR	60 PSIG	250 PSIG	800 PSIG
PESO MOLECULAR(LB/LBMOLI)	23,1134	21,8415	22,043
GRAVEDAD ESPECÍFICA	0,798	0,754	0,761
TEMP. CRÍTICA (°F)	416,57	398,2264	400,0493
PRESIÓN CRÍTICA (PSI)	721,34	707,9756	713,1453
K 50F	1,2536	1,2694	1,2691
K 150F	1,2292	1,2451	1,2449
K 300F	1,1964	1,2107	1,2106

Este procedimiento se efectúa con cada etapa de compresión, así como a las nuevas condiciones de operación. En el capítulo IV, se muestran los resultados arrojados y el porcentaje de desviación de cada programa con éste. En la tabla 3.8 se observa los resultados del Compres.

A partir de la potencia del cilindro por cada MMPCGD por el manejo para cada etapa que se encuentra en la tabla 4.1 para el gas de la primera etapa se tiene lo siguiente:

$$87,45332 \frac{HP}{MMPCG} \times 5.10MMPCG$$

$$446,01HP$$

De igual manera se procedió con las demás etapas y los resultados se reflejan en la figura 4.12.

Para determinar el porcentaje de desviación de la potencia calculada por el compres con respecto a las arrojadas por el simulador se utilizó la siguiente ecuación:

$$\%Desviación = \frac{HP_{compres} - HP_{simulador}}{HP_{compres}}$$

Ec

(3.8)

donde:

$HP_{compres}$: es la potencia calculada por el compres.

$HP_{simulador}$: potencia del simulador.

Si sustituimos los valores de la tabla 4.14 en la ecuación 3.8 se tiene lo siguiente:

$$\%Desviación = \frac{446,01 - 337,898}{446,01} \times 100$$

$$\%Desviación = 24,24\%$$

De tal forma se procede para las demás etapas y los resultados son mostrados en el capítulo cuatro.

3.7. Muestra de cálculo estadístico

A partir de la composición en base húmeda obtenida de la simulación, se procedió a calcular las fracciones molares en base seca tomando como base de cálculo un mol de mezcla para determinar esta composición.

Una vez obtenida la cantidad de 0,9918, la cual no incluye al vapor H₂O, se determina la composición de cada componente teniendo para el N₂ lo siguiente:

$$N_2 = \frac{0,0129}{0,9918} = 0,013$$

Así mismo se realiza el mismo procedimiento para los demás componentes del gas natural, los resultados se visualizan en el capítulo IV para la composición de salida del depurador de 60 psig, así como también para el gas de salida de los otros depuradores.

Se procedió por medio del análisis estadístico, de la Prueba de la Bondad de Ajuste para un grado de libertad, determinar la confiabilidad de los resultados de la composición en base húmeda arrojados por el simulador.

Inicialmente se establecieron los siguientes criterios:

r = composición base seca del simulador.

O_j = fracción molar de cada componente de la mezcla.

E_j = composición obtenida de la cromatografía.

N = número total de componentes de la mezcla ($N=14$).

f = grados de libertad para la prueba ($f=1$).

El estadístico Ji cuadrado está dado por la ecuación 2.19.

$$X^2 = \sum_{j=1}^r \frac{(O_j - E_j)^2}{E_j}$$

Tabla 3.7. Composición en base seca obtenida del simulador y cromatografía del gas de salida de 60 psig utilizadas para el análisis estadístico.

Composición base seca	Cromatografía
0,013	0,010
0,092	0,093
0,727	0,738
0,072	0,073
0,046	0,044
0,012	0,011
0,015	0,013
0,006	0,005
0,005	0,004
0,005	0,004
0,004	0,003
0,003	0,002
0,000	0,000

0,000	0,000
-------	-------

Sustituyendo los valores de la salida del gas del depurador de 60 psig, ver tabla 3.7, en la ecuación (2.19) se obtiene:

$$X^2 = 0,0036$$

Para la comparación de las composiciones en base húmeda se realizó de la misma forma que el caso anterior, tomando en cuenta que r es la composición saturada determinada por el simulador. Los resultados son mostrados en la discusión de resultados.

CAPITULO IV

4.1. Identificación de las variables operacionales de las unidades del sistema de compresión

De acuerdo con la información operacional obtenida de cada equipo, se pudo observar que los valores de presión y temperatura se mantienen dentro del rango establecido para llevar a cabo el proceso; siendo el flujo de gas una de las variables más relevantes, puesto que depende de las operaciones de producción y del requerimiento de las unidades motocompresoras del sistema de compresión contratado. Además, esta etapa permitió obtener las dimensiones de las líneas de entrada y salida de los depuradores, para posteriormente hacer las comparaciones de los resultados calculados por la hoja de cálculo. En las tablas 4.1, 4.2 y 4.3 se muestran los parámetros operacionales de los equipos involucrados en el proceso de compresión.

Tabla 4.1. Parámetros operacionales de los depuradores.

VARIABLE	UNIDADES	DEPURADOR		
		60 PSIG	250 PSIG	800 PSIG
PRESIÓN DE OPERACIÓN	PSIA	76,7	269,7	714,7
TEMPERATURA	°F	93	90	95
FLUJO DE GAS	MMPCGD	5,10	12,90	14,7
DIAMETRO DEL RECIPIENTE	PIES	18	19	18
DIAMETRO DE LA BOQ. ENT.	PULG	18	18	14

Tabla 4.2. Parámetros operacionales de los compresores para cada etapa.

PARAMETROS	1RA	2DA ETAPA		3RA
	ETAPA	# 2A	# 2B	ETAPA
CARRERA DE LA BARRA PULG	19	19	19	19
DIAMETRO DE LA BARRA PULG	4	4	4	4
RPM	300	300	300	300
DIAMETRO DEL CILINDRO PULG	23	13,5	13,5	11
K50	1,2531	1,2549	1,2549	1,2767
K300	1,196	1,1974	1,1974	1,2181
VMN HE	13,6	15	15	23,8
VMN CE	23,9	29,2	29,2	21,6
PRESION DE SUCCION PSIG	62	255	255	700
PRESION DE DESCARGA PSIG	255	700	700	1100
TEMP. DE SUCCION °F	93	93	93	115
TEMP. DE DESCARGA °F	262,36	229,37	229,37	208,5
RELACION DE COMPRESION	3,516	2,65	2,65	1,56
VOLUMEN ICFM (H.E.-F.E.)	0-701.9	0-257.2	0-257.3	0-231.2

Tabla 4.3. Parámetros operacionales de los enfriadores.

ENFRIADOR	SERVICIO	TEMPERATURA(°F)
ENTRADA	1RA ETAPA	237
	2DA ETAPA	231
SALIDA	1RA ETAPA	103
	2DA ETAPA	123

4.2. Simulación mediante pro ii del proceso de compresión a las condiciones operacionales actuales de la planta

Una vez ejecutada la simulación con todos los datos y condiciones operacionales actuales a la entrada del sistema y a los equipos instalados, se procedió a evaluar a partir de los resultados arrojados por el simulador el desempeño de las unidades de depuración y compresión.

A. Composición del gas

Debido a las limitaciones existentes para conocer el líquido despojado en el proceso, se consideró una corriente saturada, para verificar la composición utilizada, se procedió mediante un análisis estadístico denominado prueba de la bondad de ajuste, en la tabla 4.4 se muestra los resultados aplicando la ecuación del estadístico del Ji cuadrado (X^2) para el gas de salida del depurador de 60 psig, encontrándose el resto en el Apéndice B.1.

Tabla 4.4. Prueba de la bondad de ajuste para la composición obtenida del simulador en base seca y de la cromatografía a la salida del depurador de 60 psig.

COMPONENTE	SAT BASE SECA	CROMATOGRAFÍA	d	d2
N2	0,013	0,010	0,0025	0,0000064
CO2	0,092	0,093	0,0011	0,0000012
C1	0,727	0,738	0,0108	0,0001163
C2	0,072	0,073	0,0007	0,0000005
C3	0,046	0,044	0,0021	0,0000046
i-C4	0,012	0,011	0,0011	0,0000011
n-C4	0,015	0,013	0,0014	0,0000021
i-C5	0,006	0,005	0,0008	0,0000007
n-C5	0,005	0,004	0,0007	0,0000004
C6	0,005	0,004	0,0015	0,0000022
C7	0,004	0,003	0,0018	0,0000033
C8	0,003	0,002	0,0007	0,0000006
C9	0,000	0,000	0,0001	0,0000000
C10	0,000	0,000		

El valor crítico X^2 estaría basado en 1 grado de libertad, dado que $(r-1) = 1$ debido a que no se han calculado cantidades estadísticas para los datos, solo se cuenta con una sola muestra de gas. De la tabla de porcentajes de distribución para un 95% de confiabilidad (ver tabla I.1) el valor crítico de $X^2(1) = 3,84$, por lo tanto se acepta la hipótesis que entre ambas composiciones no hay diferencia, es decir, para este caso específico el simulador puede arrojar valores confiables.

Al igual que para la composición en base seca se procedió con la saturada obtenida del proceso de compresión, resultando un valor de X^2 mayor a la obtenida en la primera prueba, pero menor a la de la tabla de porcentaje de distribución debido a que el error aumenta con el procedimiento de saturación realizado con el simulador. En la tabla 4.5., se reflejan estos valores para la corriente de salida del gas de 60 psig y los demás resultado son reportados en el anexo B.

Tabla 4.5. Prueba de la bondad de ajuste para la composición obtenida del simulador y de la saturada a la salida del depurador de 60 psig.

COMPONENTE	SATURACIÓN	SIMULADOR	d	d2	
N2	0,0104	0,0129	-0,0025	06	0,0006
CO2	0,0923	0,0913	0,001	01	0,0000
C1	0,7312	0,7213	0,0099	98	0,0001
C2	0,072	0,0714	0,0006	00	0,0000
C3	0,0435	0,0457	-0,0022	05	0,0001
i-C4	0,0107	0,0118	-0,0011	01	0,0001
n-C4	0,0132	0,0146	-0,0014	02	0,0001
i-C5	9	0,0059	-,00081	01	0,0001
n-C5	3	0,0045	-,00067	00	0,0001
C6	4	0,0052	-,00146	02	0,0005
C7	9	0,0043	-,00181	03	0,0013
C8	6	0,0028	-,00074	01	0,0002
C9	7	0,0001	0,0000	00	0,0000
C10	2	0	0,0000	00	0,0000
H2O	0,0093	0,0081	0,0012	01	0,0001
				X ²	0,0037

B. Contenido de líquido calculado por Pro II

De acuerdo con los resultados obtenidos en la simulación con Pro II, la segunda etapa es la que mayor porcentaje de líquido presenta a la salida del depurador de 250 psig. Lo que evidencia que a estas condiciones esta etapa es la que mayor condensado produce; esto se debe a que las condiciones de presión y temperatura están dadas para que se produzca el cambio de estado. En la figura 4.1 se muestra el porcentaje de líquido presente a la salida de cada depurador.

En la figura 4.2, se visualiza el líquido desalojado de las unidades de depuración, obtenidas del simulador, con un valor de 3,24 barriles de líquido (BBL) para la presión de 250 psig, 1,48 BBL para 60 psig y 0,04 BBL para la presión de 800psig. Estos valores son muy bajos en comparación con el volumen de gas manejado en cada etapa, por lo que desde el punto de vista operativo el objetivo del proceso es garantizar que el gas sujeto a compresión posea la mínima cantidad de líquido para que no genere problemas en la planta.

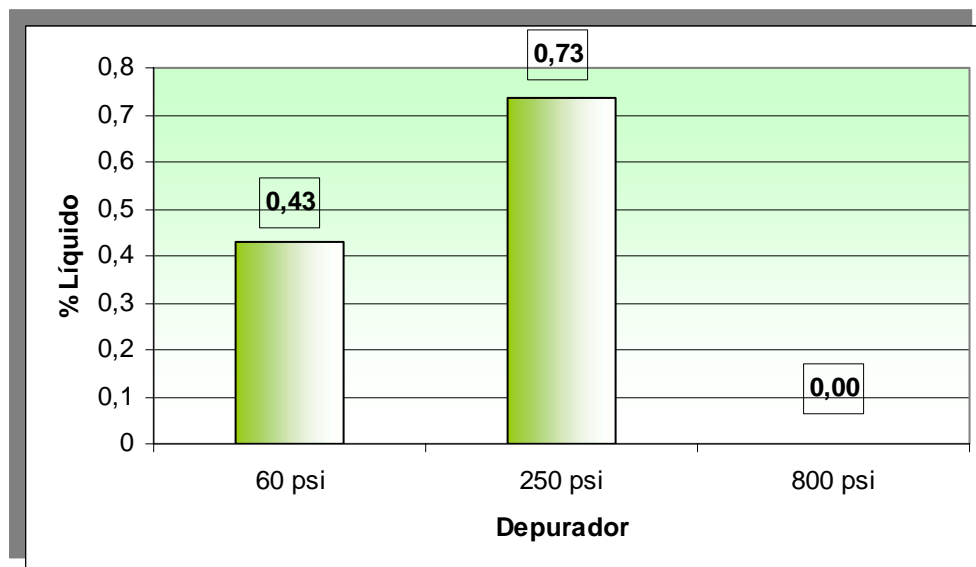


Figura 4.1. Porcentaje de líquido a la salida del depurador.

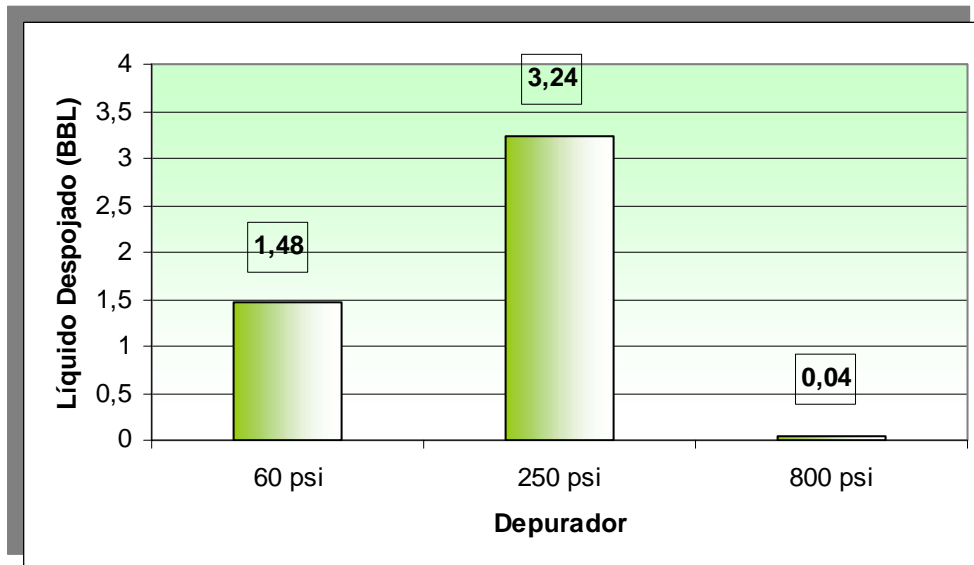


Figura 4.2. Cantidad de líquido a la salida de los depuradores.

C. Potencia requerida calculado por Pro II

En la figura 4.3, se muestra la potencia requerida para cada etapa, resultando la tercera etapa con el mayor valor, puesto que este cilindro maneja el gas comprimido de la primera y segunda etapa y el gas proveniente de campo de la tercera etapa, es decir, maneja 5,10 MMPCGD de 60 psig, 12,90 MMPCGD de 250 psig y 14,70 MMPCGD de 800 psig para un total de 32,7 MMPCGD.

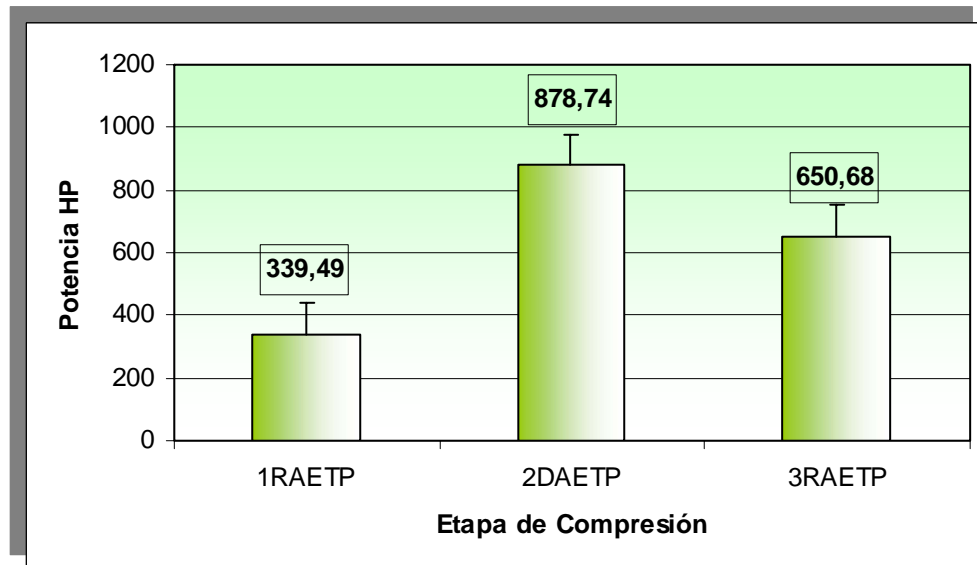


Figura 4.3. Potencia requerida en cada Etapa de Compresión.

4.3. Cálculo mediante hoja de Excel de las variables de diseño de las unidades de depuración

A continuación se realizó el dimensionamiento de un depurador para una presión de operación de 500 psig a fin de compararlo con el instalado en la tercera de etapa cuya presión de trabajo es de 800 psig. Los diámetros del depurador calculado al igual que el ya existente se reportan en la tabla 4.5.

Al observar detenidamente los valores de la tabla 4.5, se puede ver que los diámetros de las boquillas de salida calculados para un depurador de 500 psig, se encuentran por debajo del instalado en la planta; esto se debe a que el instalado está diseñado para manejar el gas que alimenta a los tres motocompresores de la planta, los cuales por razones de mantenimiento mayor (K3) y por baja presión de succión (K1), solo maneja gas para una sola unidad compresora. Para verificar lo anterior,

mediante la hoja de cálculo, se introdujo una corriente de gas igual a 96 MMPCGD, lo que es equivalente al gas que procesan los tres motocompresores, para obtener un estimado de la capacidad del depurador, arrojando un diámetro de recipiente de 14 pies; es importante acotar, que la capacidad de los demás depuradores instalados es superior al flujo de gas que manejan actualmente. El diámetro de la boquilla de entrada de la mezcla calculado es superior al diámetro del depurador instalado, por lo tanto es necesario hacer las modificaciones que permitan llevar a cabo la estrategia planteada.

En la tabla 4.6, se muestra el volumen total de gas considerando todas las unidades operativas, estos son volúmenes nominales de cada motocompresor; sin embargo, el diámetro de la boquilla de entrada del depurador de 800 psig resultó menor al calculado. Lo que significa que el depurador no estará en capacidad de manejar el mismo flujo de gas, a una presión de 500 psig, que se está procesando actualmente.

Tabla 4.6. Comparación de los diámetros obtenidos para el depurador de 500 psig con el existente.

Diámetro	Unidades	Depurador	
		500 Psig	800 Psig
Boquilla de entrada de la mezcla	Pulg	21,42	14
Recipiente	Pies	8,12	18
Boquilla de salida del gas	Pulg	13,5	14

El diámetro de la boquilla de entrada de la mezcla (21,42 pulg) mostrada en la tabla 4.5 es la calculada según las normativas para el diseño de separadores verticales para una velocidad de 30 pies/s

Mediante la hoja de cálculo, se procedió con las demás unidades para hacer una evaluación del estado que se encuentran. Obteniendo de cada uno las variables que son necesarias para la determinación de los diámetros de las boquillas y verificar si son adecuados para el manejo del gas, ver tabla 4.7, el diámetro del recipiente para el depurador de 60 psig resultó ser de 4 pies, en comparación con el instalado cuyo valor es de 18 pies, para el de 250 psig el diámetro calculado es de 8 pies en comparación con el de la planta de 19 pies. Todo esto se explica ya que el flujo de gas que cada uno de ellos puede manejar es superior, como se mencionó anteriormente.

Por medio del simulador se determinó que el gas de la segunda etapa es el que presenta mayores problemas asociados a los líquidos contenidos en la corriente. Esta etapa maneja el gas de la compresión propia (18 MMPCGD) y 30 MMPCGD de la compresión contratada (Fase I), para un total de aproximadamente 48 MMPCGD. Este depurador como se muestra en la tabla 4.1, es el de mayor tamaño, con un diámetro de recipiente de 19 pies. Si se realiza el cálculo con todos los motocompresores operativos y el K3 de la compresión alquilada, para un flujo total de 84 MMPCGD se obtiene un diámetro de 18,51.

Tabla 4.7. Cantidad de gas manejado por cada unidad de depuración con todos los motocompresores operativos.

Depurador	Unidad	Volumen (MMPCGD)	Total (MMPCGD)
60 Psig	K1	6	28
	K2	6	
	K3	6	
	K1 Fase I	5	
	K2 Fase I	5	
250 Psig	K1	12	84
	K2	12	
	K3	12	
	K3 Fase I	30	
800 Psig	K1	14	96
	K2	14	
	K3	14	

Tabla 4.8. Parámetros obtenidos de la hoja de cálculo para los depuradores.

Variables	Unidades	Dep.	Dep.
		60 Psig	250 Psig
Flujo volumétrico del líquido	pies/s	11,726	7,986
Flujo volumétrico del gas	pies/s	0,001	0,002
Flujo másico de la mezcla (Wm)	lb/s	3,624	9,107
Flujo másico del gas (Wg)	lb/s	0,036	0,091
Flujo másico del líquido (Wl)	lb/s	3,588	9,016
Relación Wl/Wg	-	0,010	0,010
K	-	0,583	0,583
Velocidad crítica del gas	pies/s	6,839	3,526
Volumen retención de líquido	pies ³	0,077	0,193
Altura líquido en el recipiente	pie	0,009	0,005

4.4. Simulación a las condiciones operacionales actuales de la planta mediante pipephase

Este programa de simulación permitió predecir el comportamiento del gas en cada tramo de tubería. Por ello se realizó el montaje de todas las líneas, desde la succión pasando por los depuradores, las diversas etapas de compresión, el sistema de enfriamiento hasta su transmisión. Al igual que ProII, la etapa con mayor arrastre de líquido resultó ser la segunda debido a los posibles arrastres desde las estaciones de

producción, que no están acorde con las condiciones de trabajo de los depuradores de entrada o posibles problemas propios de la estación, que no permiten una óptima separación gas-petróleo.

4.4.1 Contenido de líquido calculado por Pipephase

En la tabla 4.9 se muestra el contenido de líquido a la salida de los depuradores, calculados por Pipephase. En términos generales, a diferencia del simulador anteriormente utilizado, el líquido es removido en su mayoría y una vez más se evidencia que la etapa con mayores problemas asociados a la presencia de éste es la segunda.

De acuerdo con los datos suministrados al simulador la eficiencia de los depuradores se estableció en un 80%. El programa Pipephase a diferencia de Pro II no considera líquido en la corriente de la primera etapa (60 psig) en cambio en la tercera (800 psig) si presenta un contenido de líquido.

Tabla 4.9. Flujo de líquido calculado por Pipephase en los depuradores.

Depurador	Flujo de Líquido (pies ³ /hr)		
	Entrada	Salida	Removido
60	0,00	0,00	0,00
250	90,38	18,08	72,30
800	6,45	1,29	5,16

Nivel de 60 psig.

En la figura 4.4 se observa la línea que sale del depurador de 60 psig y va hacia el compresor hasta elevar la presión a 255 psig y posteriormente pasa al proceso

de enfriamiento, se puede ver que el gas se encuentra inicialmente fuera de la curva de saturación, lo que significa que está prácticamente seco dada las condiciones operacionales. Es por ello, que a la salida del depurador de 60 psig se mantiene a las mismas condiciones. Posterior a la compresión la temperatura disminuye, manteniendo la presión casi constante, cayendo dentro de la curva de saturación. El líquido desalojado por esta unidad proviene de los otros depuradores, debido a que estos equipos operan en cascada. Sin embargo, no siempre se desaloja líquido, la frecuencia depende del gas de entrada y del nivel dentro de los depuradores. Al observar detenidamente el recorrido hecho por el gas en la grafica 4.4, éste se eleva a una presión aproximada de 255 psig, es decir, la caída de presión es mínima.

Nivel de 250 psig.

El gas de campo está representado en el esquema de simulación por la línea L084, se observa en la figura 4.5 que el gas se encuentra dentro de la curva de saturación lo que significa que esta corriente está saturada y una vez más se muestra la presencia de líquido en esta etapa. Este gas ya saturado, se une con la corriente que viene de ser comprimida en la primera etapa. Se visualiza en la figura 4.6, el recorrido del gas que sale del depurador de la segunda etapa, para ser comprimido hasta una presión aproximada de 700 psig (condición de presión actual), en el cual tanto la succión de los cilindros (#2A y #2B) así como la descarga se encuentra dentro de la curva de saturación donde coexisten el gas y el líquido en equilibrio; se refleja que el gas que pasa al depurador no es despojado en su totalidad del líquido, lo que genera un arrastre hacia la unidad compresora, es decir, la unidad de depuración no logra retirar todo el líquido que viene en la corriente, lo que ocasionaría graves problemas para los equipos, puesto que su presencia acelera la velocidad de desgaste de las piezas, así como disminución de la película lubricante en el cilindro compresor y en los anillos del pistón, lo cual puede ser extremadamente peligroso, debido a que

éste es un fluido incompresible provocando la ruptura del cilindro y otros componentes del motor como el cigüeñal.

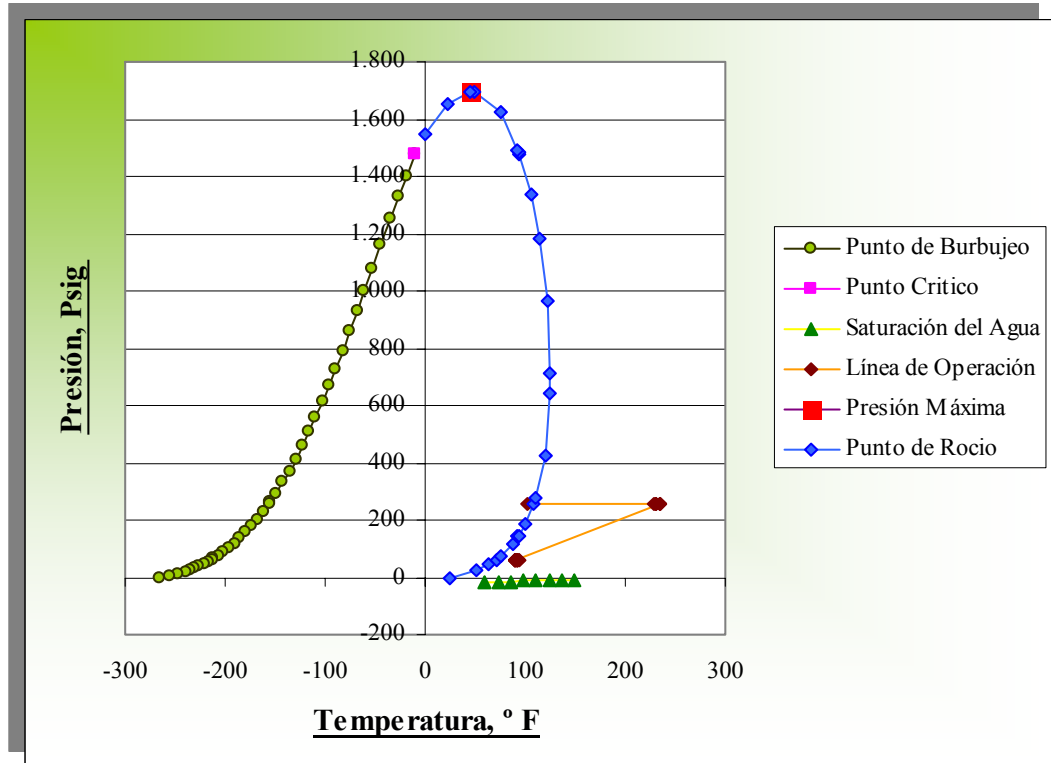


Figura 4.4. Diagrama de fase del gas de la primera etapa de compresión (L004).

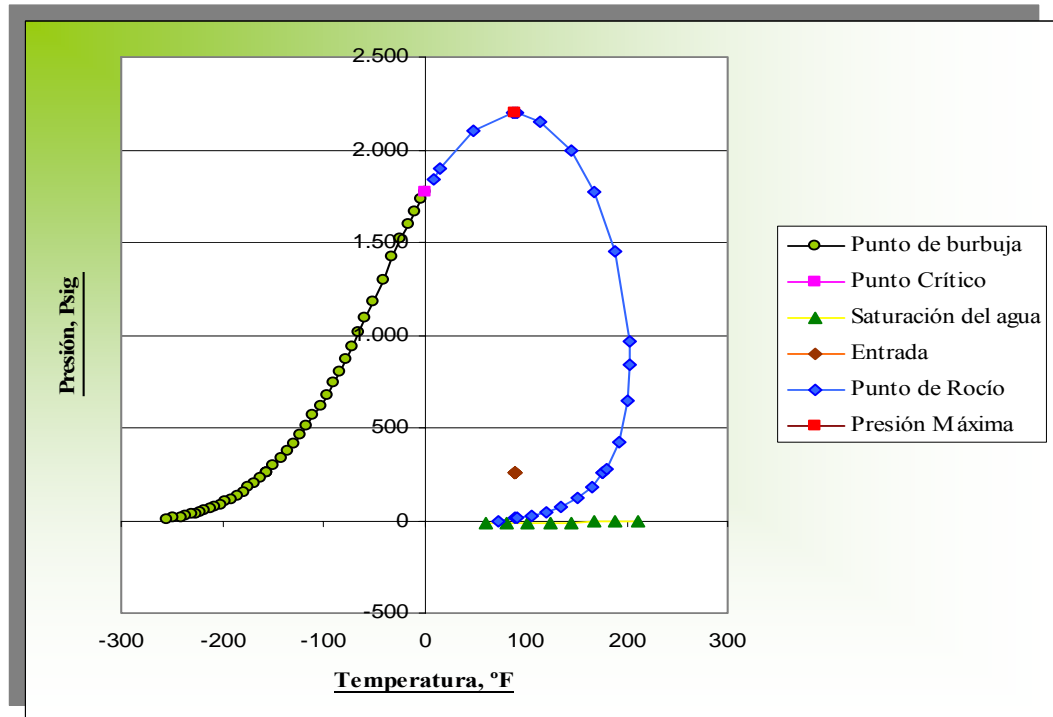


Figura 4.5. Diagrama de fase del gas de campo que entra al depurador de 250 Psig (L084).

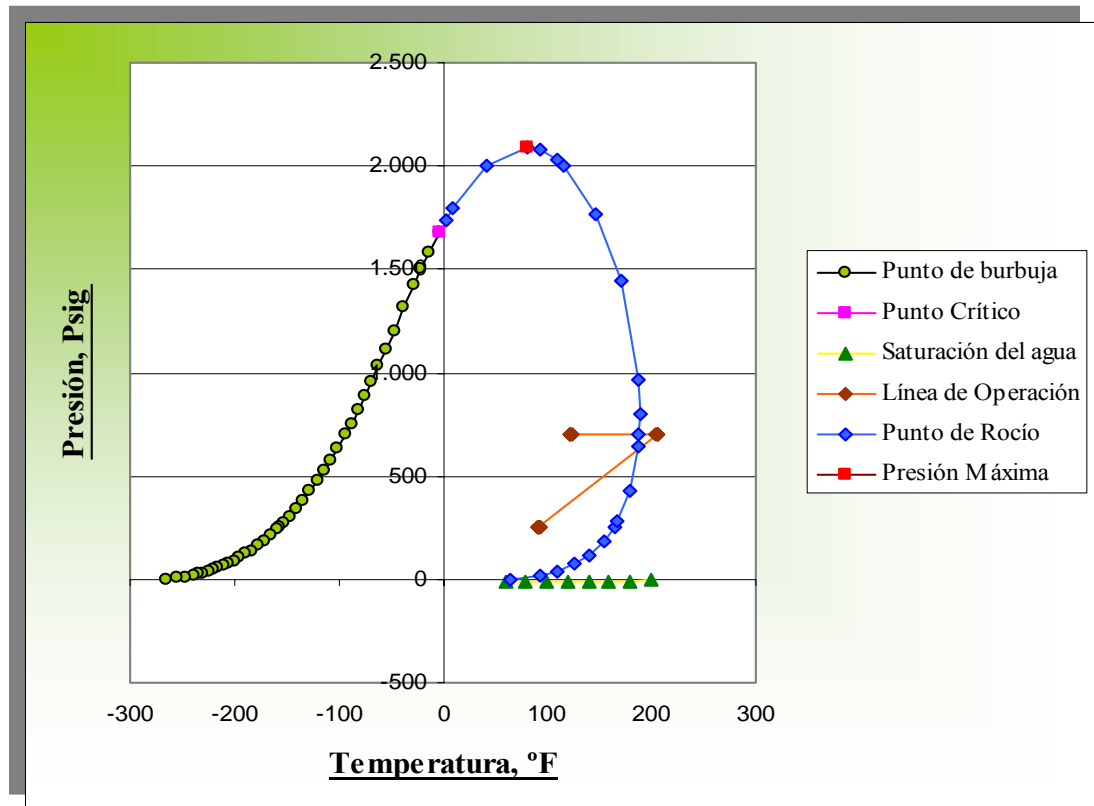


Figura 4.6. Diagrama de fase del gas de la segunda etapa de compresión (L026).

Nivel de 800 psig.

En la figura 4.7 se muestra la línea que representa el recorrido del gas que viene de la estación en la cual se observa que dadas las condiciones, de presión y temperatura, el gas se encuentra totalmente seco. Por otro lado, en la figura 4.8 se detalla la línea del gas que sale del depurador hacia el cabezal que alimenta al cilindro de la tercera y última etapa de compresión; también se puede apreciar que el gas que es comprimido en la segunda etapa se encuentra justamente dentro de la curva de

saturación, lo que significa que posee un contenido de líquido. Esto último, se debe al cambio de condiciones operacionales que se realiza en el sistema para finalmente comprimir el gas hasta 1.100 psig. Este gas sale completamente seco, lo cual es lo esperado, hacia el criogénico para ser sometido a diferentes procesos de separación y posteriormente ser enviados a los consumidores.

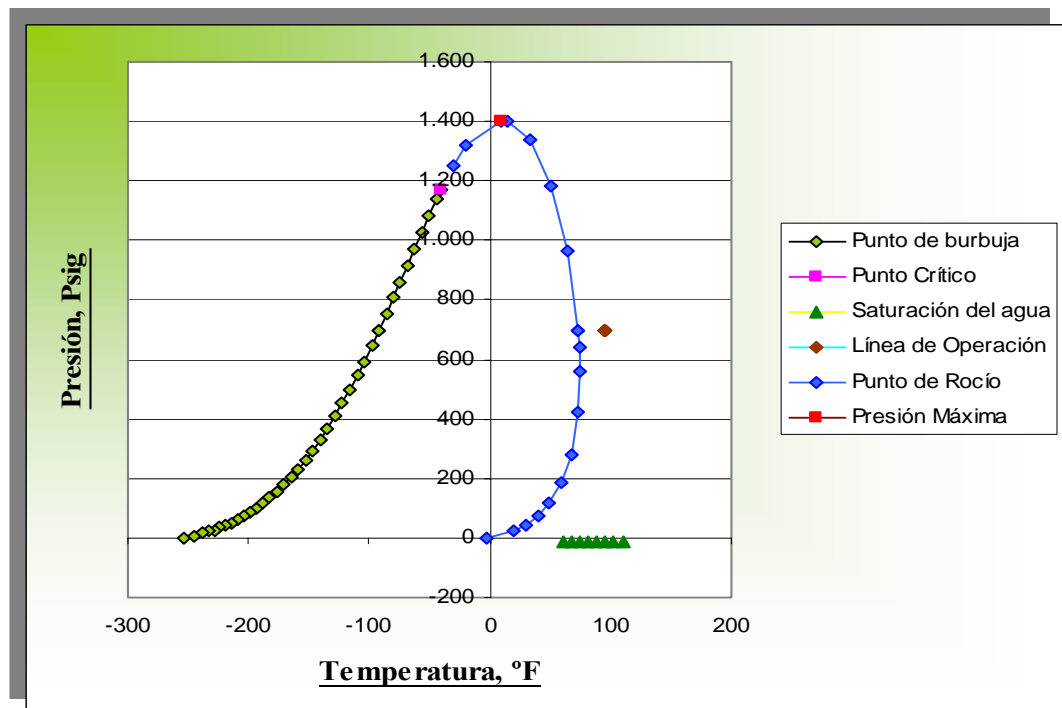


Figura 4.7. Diagrama de fase del gas de campo que entra al depurador de 800 Psi (L005).

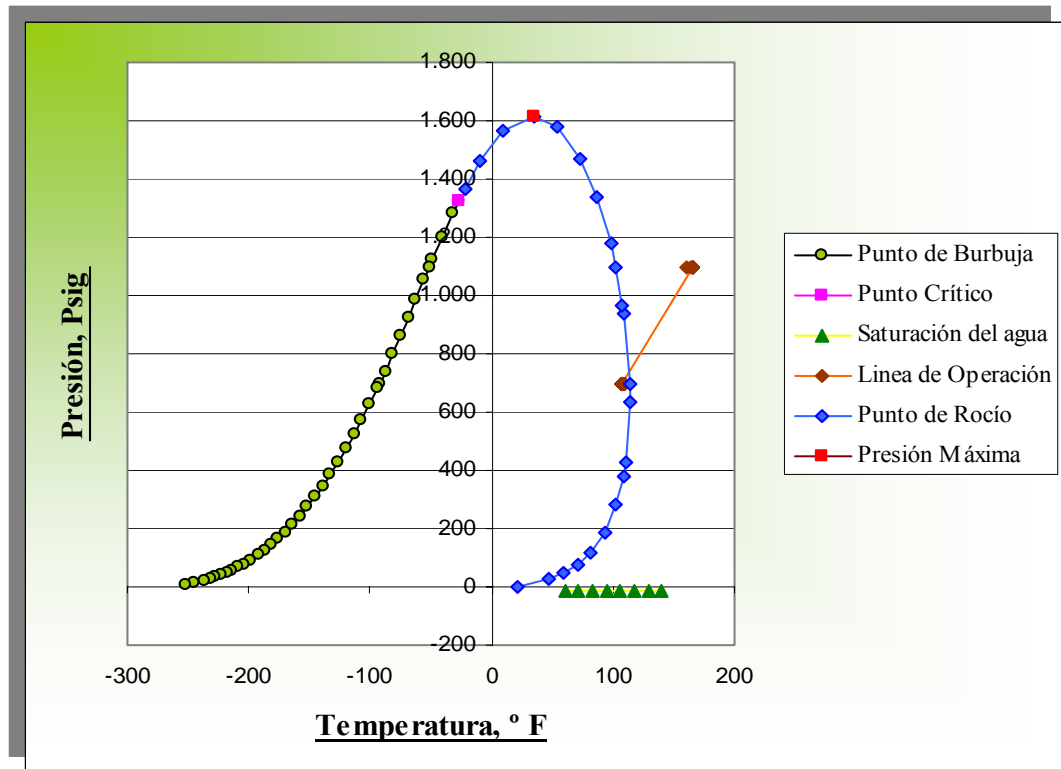


Figura 4.8. Diagrama de fase del gas de la tercera etapa de compresión (L002).

Caídas de presión.

Es importante conocer el comportamiento del gas en cada tramo de tubería, este programa permite detallar la caída de presión de cada línea, tanto corriente abajo como corriente arriba de cada unidad. En la tabla 4.9 se puede visualizar los tramos de tuberías correspondientes a la línea de 60 psig (L004) según la nomenclatura utilizada por el simulador que corresponde a un diámetro de 20 pulg.

Tabla 4.10. Caídas de presión por cada 100 pies de tuberías para la línea L004.

Tipo accesorio	Nombre	Caída de Presión Psi/100 pies
Tubería	P050	0,774
Tubería	P014	-2,796
Tubería	P027	0,356
Tubería	P022	-0,463
Tubería	P030	-0,463
Tubería	P037	-1,289
Tubería	P039	-0,463
Tubería	P042	-1,496
Tubería	P044	-0,496
Tubería	P047	-5,820
Tubería	P049	-0,496
Tubería	P051	-0,495
Tubería	P053	-0,495
Tubería	P055	-0,495
Tubería	P057	-2,244
Tubería	P074	1,391
Tubería	P076	-0,590
Tubería	P081	-0,039

Al comparar la caída de presión por cada 100 pies de tuberías para la línea L004 se observa que se encuentran por debajo del límite recomendado para tuberías de gas y vapor, ver tabla 4.10; sin embargo la tubería P014 presenta una caída de -5,820 psi, probablemente este valor se debió a que, esta línea se encuentra después del compresor en la cual se produce una contracción de 6". En el apéndice G se presentan los valores para las demás líneas del esquema de simulación, donde todas

las presiones se encuentran dentro de las normas. Así lo anteriormente expuesto se muestra gráficamente por medio de la figura 4.9. en la figura 4.10 se aprecia la variación para la línea del gas de campo de la segunda etapa y las demás líneas se visualizan en el apéndice J.

Tabla 4.11. Caídas de presión recomendadas para líneas de gas y vapor.

SERVICIO	CAIDA DE PRESIÓN PSIG/100 PIES DE TUBERIAS
LINEA DE TRANSFERENCIA	0,5-2
P > 500	2
200 < P < 500	1,5
150 < P < 200	0,6
50 < P < 150	0,3
0 < P < 50	0,15
SUB - ATMOSFERICA	0,1
CABEZALES DE ALIVIO Y VENTEO	Mach = 0,5
COMPRESOR (PSIG)	
SUCCIÓN	
0-10	0,05-0,125
Oct-50	0,125
50-100	0,25
POR ENCIMA DE 200	0,5
DESCARGA POR DEBAJO DE 50	0,125-0,25
50-100	0,25-0,5
POR ENCIMA DE 200	0,5-1
LINEA DE GAS	(5 - 10)% de la Presión Disp.

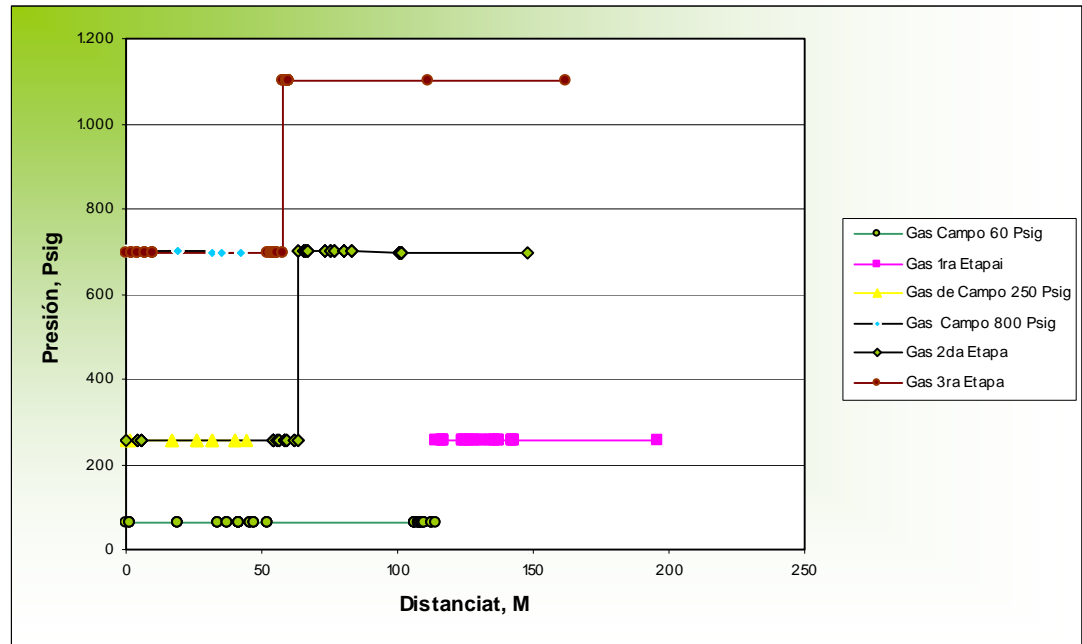


Figura 4.9 Caídas de presión en función de la distancia recorrida para cada gas del proceso.

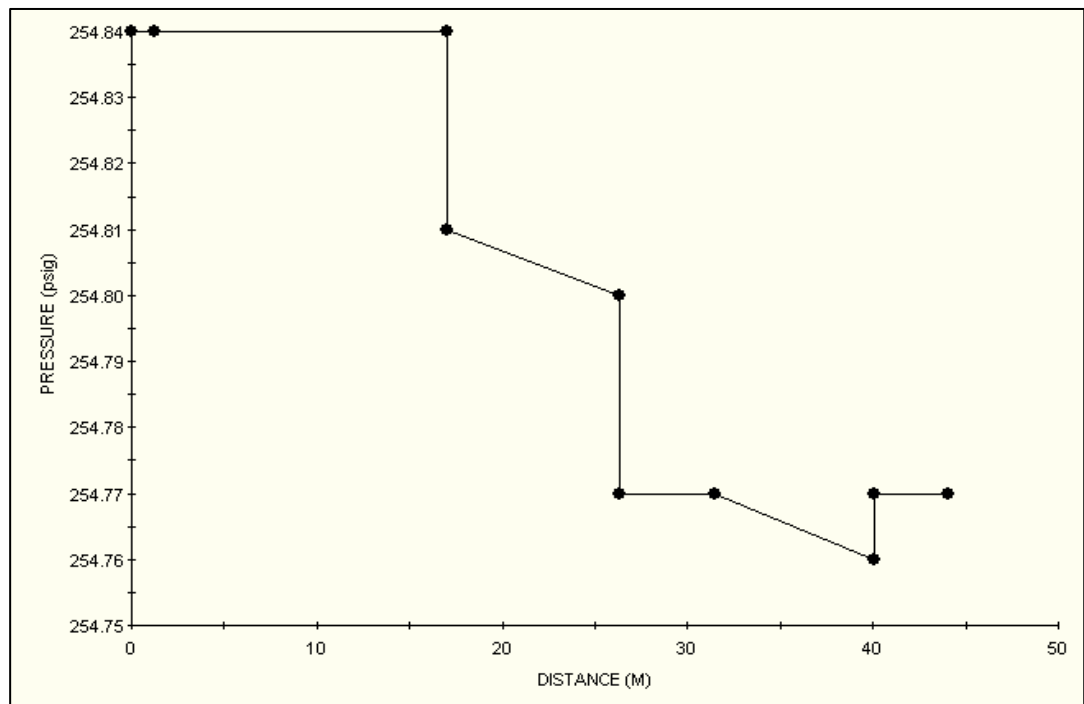


Figura 4.10 Caída de presión para la línea de gas de campo de la segunda etapa (L084)

4.5. Simulación condiciones operacionales de la planta mediante pro ii (compresión del gas natural de 500 a 1200 psig en el motocompresor k-2 modelo clark-tla 10).

Una vez modificada la presión de entrada a la tercera etapa de compresión de 800 a 500 psig, se procedió a realizar el estudio al motocompresor K₂. Debido a que no tenían resultados cromatográficos de la alimentación a 500 psig, para realizar esta prueba se supuso que estos gases tendrían la misma composición que el gas de 800 psig. Esta suposición conlleva a un error sin embargo, se puede considerar que es pequeño debido a que los gases que manejan a presiones mayores de 500 psig están prácticamente secos además se considera que no afectará el resultado final de la evaluación que es la determinación del funcionamiento del equipo bajo estas nuevas condiciones de operación.

En la figura 4.10, se muestra incremento apreciable en la potencia requerida para la tercera etapa y una disminución de la potencia para la segunda, que evidentemente se debe a las nuevas relaciones de compresión. No obstante, el programa de simulación no contempla los cambios que serían necesarios realizar en el cilindro, para poder llevar a cabo el proceso a estas condiciones, como lo son

aumento espacio muerto y la carrera realizada por el pistón, todos estos son variables que tomar en cuenta.

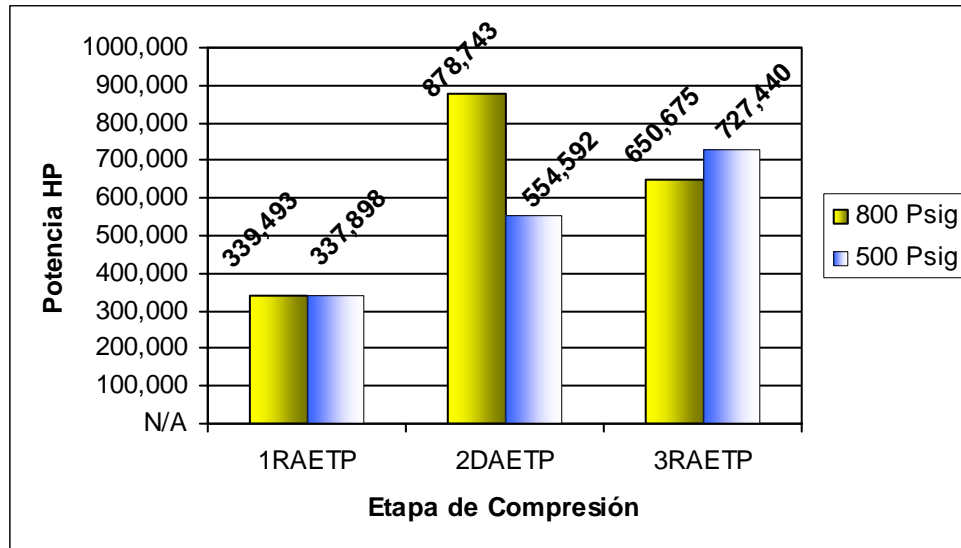


Figura 4.11. Comparación de potencia calculada para una Presión de 500 psi a una de 800 psig.

En la tabla 4.11 se compara las potencias requeridas ambas condiciones de operación, presentando un porcentaje de variación mayor para la tercera etapa, por el incremento de relación de compresión, seguido por la segunda etapa; esto se puede explicar que al disminuir la relación de compresión el trabajo realizado por la unidad será menor y no estaría sometido a ejercer grandes fuerza mecánicas para llevar el gas a la presión requerida para la etapa siguiente. En cuanto a la primera etapa el valor es suficientemente pequeña (0,69) que puede considerarse que no existe variación.

Tabla 4.12. Porcentaje de variación de las diferentes condiciones de operación.

Compresor	Potencia HP		%Variación
	800 Psig	500 Psig	
1RAETP	375,45	372,87	0,69
2DAETP	861,07	621,67	27,80
3RAETP	704,08	1349,62	-91,69

La temperatura de trabajo representa uno de los parámetros operacionales de mayor relevancia para las unidades motocompresoras, debido al incremento de la relación de compresión. Para este estudio, el gas descargado de un cilindro pasa posteriormente por los intercambiadores de calor con el fin de reducir la temperatura hasta un valor que se encuentre dentro de la especificación, antes de pasar al próximo cilindro.

En la siguiente gráfica (figura 4.11) se puede observar la temperatura calculada por el simulador para cada una de las etapas propuesta para las nuevas condiciones, donde se aprecia que las temperaturas no exceden las máximas permisibles para compresores reciprocantes cuyo valor es de 280 °F.

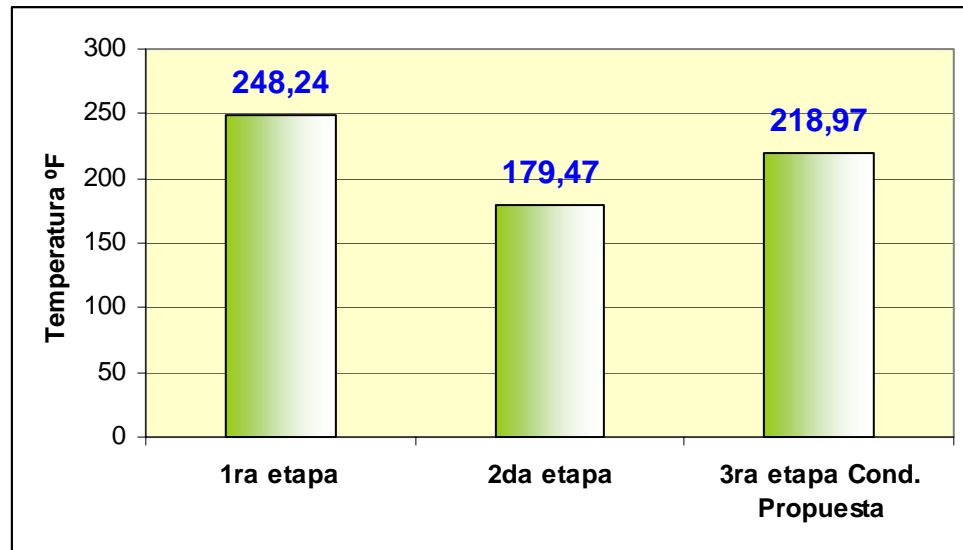


Figura 4.12. Temperatura de descarga de cada etapa de compresión.

4.6. Comparación de los resultados obtenidos con el simulador compres

En la tabla 4.13 se muestran los resultados obtenidos del Compres para cada una de las etapas de compresión, así como a las diferentes condiciones operacionales (actual de 800 psig y la propuesta de 500 psig) donde se observa uno de los parámetros relevante en el proceso de compresión como lo es la capacidad de gas que se puede manejar en cada etapa. En la tercera etapa se observa una disminución de 35,374 MMPCGD a 21,798 MMPCGD, lo cual refleja que a mayor esfuerzo mecánico menor es la capacidad de manejo.

En la tabla 4.14 se muestran los porcentajes de desviación de las potencias calculadas por los programas computarizados. De acuerdo a los valores de potencia arrojados por el Compres resultaron mayores en cada etapa y en las diferentes condiciones operacionales propuestas. Esto se debe a que el simulador

compres analiza mayor número de parámetros que el simulador Pro II, por lo que se considera que el compres para esta operación es mucho más confiable para ello.

Tabla 4.13. Resultados obtenidos del Compres para cada etapa de compresión y a la nueva condición de operación.

parámetros	1ra etapa	2da etapa		3ra etapa	3ra etapa nuevas cond.
		# 2a	# 2b		
factor de super compresibilidad en la succion	0,983	0,948	0,948	0,884	0,914
factor de super compresibilidad en la descarga	0,975	0,941	0,941	0,898	0,915
potencia del cilindro hp por etapa	1046,14	1065,26	1065,26	1044,486	1139,596
MMPCED	11,962	16,136	16,136	35,374	21,798
potencia del cilindro hp/consumidos por el gas	941,5257	958,7362	958,7362	940,0376	1025,636
potencia del cilindro c/mcpg hp	87,45332	66,01629	66,01629	29,52706	52,28093

En la figura 4.13 se observa gráficamente la potencia requerida calculada para cada etapa de compresión mediante el compres con flujo de gas manejado actualmente.

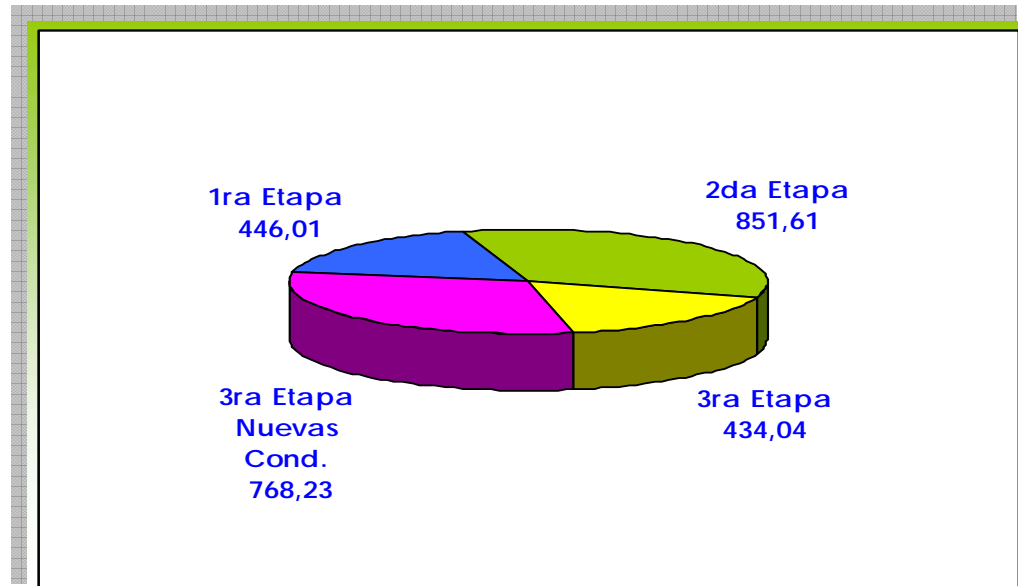


Figura 4.13. Potencias calculadas para cada etapa de compresión por el COMPRES.

Tabla 4.14. Porcentaje de desviación de los programas utilizados.

	Pro II	Compres	%Desviación
1ra etapa	337,89	446,01	24,24
2da etapa	554,59	851,61	34,88
3ra etapa Cond. Propuesta	727,44	768,23	5,31

4.6 Conclusiones

La composición obtenida del simulador es estadísticamente igual a la obtenida de campo.

El depurador de 800 psig no está en capacidad de manejar el gas de 500 psig.

De acuerdo a los cálculos realizados por la hoja de Excel los diámetros de los depuradores son adecuados.

El mayor porcentaje de líquido se presenta en la corriente de la segunda etapa de compresión.

La capacidad del motocompresor a las nuevas condiciones de operación resultó ser de 21,8 MMPCGD.

La potencia calculada por ProII resultó mayor que el arrojado por Pipephase.

La potencia requerida calculada por el Compres resultó mayor a la de los simuladores Pro II y Pipephase.

La caída de presión para los diferentes tramos de tubería se encuentra por debajo de lo establecido por las normas.

La temperatura de descarga de los compresores, a las nuevas condiciones, es menor a la máxima permisible para compresores reciprocantes.

4.7 Recomendaciones

Realizar una inspección a los dispositivos de los depuradores.

Colocar una toma a la entrada del depurador de 800 psi para obtener una muestra de la corriente de entrada para de este modo tener la composición.

Realizar revisión del estado de los medidores y reemplazar los no disponibles.

Realizar los cálculos correspondientes para la distribución de la carga en cada cilindro a la nueva condición de operación.

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

TÍTULO	“EVALUACIÓN DE LA FACTIBILIDAD TÉCNICA PARA EL MANEJO DE GAS, A UN CAMBIO DE PRESIÓN DE SUCCIÓN DE 800 A 500 PSIG, EN UNA PLANTA COMPRESORA”
SUBTÍTULO	

AUTOR (ES):

APELLIDOS Y NOMBRES	CÓDIGO CULAC / E MAIL
Viera L., Carolina Del V.	CVLAC: 17.221.526 E MAIL: carol_viera21@hotmail.com
	CVLAC: E MAIL:
	CVLAC: E MAIL:
	CVLAC: E MAIL:

PALÁBRAS O FRASES CLAVES:

SIMULACIÓN EN PRO II, SIMULACIÓN EN PIPEPHASE, DEPURADORES, MOTOCOMPRESORES, SISTEMA DE COMPRESIÓN, SATURACIÓN DEL GAS, CROMATOGRAFÍA DE GAS, NORMAS DE DISEÑO, PRESIÓN SUCCIÓN, PRESIÓN DESCARGA

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

ÀREA	SUBÀREA
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS	INGENIERIA QUIMICA

RESUMEN (ABSTRACT):

En el presente trabajo se evaluaron las unidades del sistema de compresión de la planta compresora Santa Ana III, al ser sometidas a un cambio de presión de succión de 800 a 500 psig, en el K2 de la compresión propia de PDVSA GAS. El desarrollo de esta evaluación incluyó la identificación de los métodos de diseño de los separadores gas-líquido, así como los parámetros necesarios para el estudio de los compresores reciprocantes y enfriadores de gas con aire. Además de tomaron en cuenta las normas PDVSA y para su aplicación se utilizó el programa Microsoft Excel. Posteriormente se realizó el levantamiento de la red de tubería de la planta que permitió obtener las características de las líneas y las condiciones operacionales, requeridas por los programas de simulación PROII 7.1 y PIPEPHASE 9.0. Adicionalmente se tomaron las muestras para el análisis cromatográfico del gas en cada punto del sistema. Todo esto sirvió para determinar la potencia requerida para cada etapa de compresión a las diferentes condiciones de operación. La eficiencia de los depuradores instalados se encuentra por encima del 80%. Seguidamente mediante la interpretación de los diagramas de fase P;T se pudo conocer que el gas de campo de la segunda etapa se encuentra dentro de la curva de saturación lo que estaría generando un arrastre de líquido hacia las unidades compresoras.

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

CONTRIBUIDORES:

APELLIDOS Y NOMBRES	ROL / CÓDIGO CVLAC / E_MAIL				
TORRES., DIANA	ROL	CA	AS X	TU	JU
	CVLAC:	16.649.152			
	E-MAIL	torresdh@pdvsa.com			
	E-MAIL				
OCHOA., OSVALDO	ROL	CA	AS X	TU	JU
	CVLAC:	3.995.379			
	E-MAIL	ochoa.osvaldo@gmail.com			
	E-MAIL				
MONCADA., FIDELINA	ROL	CA	AS	TU	JU X
	CVLAC:	13.366.691			
	E_MAIL				
	E_MAIL				
MIRANDA., RAÚL	ROL	CA	AS	TU	JU X
	CVLAC:	14.212.097			
	E_MAIL				
	E_MAIL				

FECHA DE DISCUSIÓN Y APROBACIÓN:

2009 AÑO	07 MES	16 DÍA
-------------	-----------	-----------

LENGUAJE. SPA

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

ARCHIVO (S):

NOMBRE DE ARCHIVO	TIPO MIME
TESIS.EvaluaciónSistemaCompresión.doc	Application/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: “Evaluación de la factibilidad técnica para el manejo de gas, a un cambio de presión de succión de 800 a 500 psig en la planta compresora Santa Ana III, perteneciente a la Gerencia de Manejo de Gas”

TEMPORAL: 1 Semestre

TÍTULO O GRADO ASOCIADO CON EL TRABAJO:

INGENIERO QUIMICO

NIVEL ASOCIADO CON EL TRABAJO:

PRE – GRADO

ÁREA DE ESTUDIO:

DEPARTAMENTO DE INGENIERIA QUIMICA

INSTITUCIÓN:

UNIVERSIDAD DE ORIENTE. NUCLEO DE ANZOATEGUI

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

DERECHOS

DE ACUERDO AL ARTÍCULO 44 DEL REGLAMENTO DE TRABAJO DE GRADO: "LOS TRABAJOS DE GRADO SON DE LA EXCLUSIVA PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD DE ORIENTE Y SÓLO PODRÁN SER UTILIZADOS PARA OTROS FINES CON EL CONSENTIMIENTO DE CONSEJO DE NÚCLEO RESPECTIVO, QUIEN LO NOTIFICARÁ AL CONSEJO UNIVERSITARIO

**Carolina Viera
AUTOR**

**Ing. Osvaldo Ochoa
TUTOR**

**Ing. Fidelina Moncada
JURADO**

**Ing. Raúl Miranda
JURADO**

POR LA SUBCOMISION DE TESIS