



Universidad Nacional Autónoma de
México

FACULTAD DE INGENIERIA

TESIS

*“MANTENIMIENTO DE PRESION DE UN YACIMIENTO DE
HIDROCARBUROS, MEDIANTE LA INYECCION DE GASES, DEL
PRODUCTO DE LA COMBUSTION”*

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:

“INGENIERO MECANICO”

Presentan:

- ARTURO VILCHIS DURAN
- OMAR ELIZALDE SANCHEZ

Director de Tesis

Dr. Erick Luna Rojero

Asesor

M.I. Gustavo Becerra Muñoz



Ciudad Universitaria, México D.F.

AGRADECIMIENTOS

La presente Tesis es un esfuerzo en el cual, directa o indirectamente, participaron varias personas leyendo, opinando, corrigiendo, teniéndonos paciencia y mucha en verdad, dándonos ánimos, acompañándonos en los momentos de crisis y en los momentos de felicidad.

*Va nuestro más grande y finito agradecimiento a la **Facultad de Ingeniería, de la Universidad Nacional Autónoma de México** por habernos brindado la oportunidad de formar parte de esta gran institución, dentro y fuera de sus aulas, que permanecerá hasta el último día de nuestro existir en nuestras mentes y en nuestros corazones.*

*A nuestro director de tesis, el **Dr. Erick Luna Rojero** por su valiosa y muy apreciada colaboración en la realización de esta tesis.*

A nuestros Asesores:

Dr. Cesar Treviño Treviño.
Dr. Francisco Javier Solorio Ordaz
M.I. Gustavo Becerra Muñoz

Por valioso tiempo para brindarnos sus comentarios para el enriquecimiento de esta tesis.

Por último queremos dar las gracias a todos aquellos que en su momento nos han devuelto una sonrisa, a todos aquellos que nos ofrecieron un pan en tiempos difíciles, a todos aquellos que pusieron de su parte para que el trajín diario fuera más llevadero y muy en especial a la vida que nos permitió el llegar a este punto, para poder disfrutar de este gran momento.

GRACIAS EN VERDAD

Esta tesis va dedicada:

En especial a mi madre, por toda tu ayuda, apoyo, por haberme entendido, escuchado, querido y dado todo y cada una de las cosas que he necesitado en esta etapa de mi vida y lo más importante, por creer en mí y respetar cada una de mis decisiones.

También a mis dos Hermanos, J. Carlos, J. Fernando, y todos los integrantes que constituyen a mi pequeña pero gran familia, por su fe, su apoyo incondicional, su paciencia; que vaya, en verdad que fue demasiada. Por haberme hecho entender que no siempre se viven temporadas buenas si no también malas, y de lo que hay que aprender de ambas. Por enseñarme a identificar las cosas que realmente son importantes y las cosas por las que realmente hay que preocuparse en la vida.

Y finalmente, a mis amigos verdaderos, que para que nombrarlos si ellos saben bien quienes son. También a mis profesores de la facultad, por haberme dado herramientas muy valiosas para las siguientes Etapas de mi vida y en general, por haber hecho de mi carrera una experiencia inolvidable.

ARTURO VILCHIS DURAN

Agradecimientos:

A mis amados padres, Martha Sánchez Alva y Esteban Elizalde Martínez, por ese amor incondicional, paciencia, comprensión, apoyo en todos los aspectos que me han brindado desde el día en que nací hasta el día de hoy, sin importar el esfuerzo o sacrificio que haya sido necesario realizar para que un servidor pudiera asistir a recibir una instrucción para ser una mejor persona ante la sociedad y ante la familia.

A mi tan amada Universidad Nacional Autónoma de México y en especial a la Facultad de Ingeniería a esta gran institución que le debo tanto, por haber recibido con sus brazos abiertos a este hijo sediento de superación y conocimiento.

A Mis hermanas Liliana Elizalde Sánchez y Magda Ivonne Elizalde Sánchez, por creer y estar siempre conmigo, siendo un soporte y parte fundamental para mi familia.

A mi muñequita, quién llevo a mi vida hace poco tiempo y me ha demostrado amor incondicional, me ha ayudado a centrar ideas y aunque no me conoció como universitario, me ha orillado a revivir incontables experiencias al platicarle esta etapa fundamental de mi vida.

Al hermano que nunca tuve, Luis Antonio Palacios Ostría, también hijo de la Facultad de Ingeniería, por ser siempre el mejor amigo que cualquier persona puede tener, por ser un compañero, hermano, en toda mi vida con quién seguramente platicaré en muchos años y reiremos de todas las vivencias de nuestra vida y recordaremos que juntos estudiábamos para el examen de admisión de tan prestigiada institución la UNAM.

A todos mis profesores que dedicaron tiempo a instruirme, principalmente a los de la Facultad de Ingeniería, familiares y amigos que me han acompañado durante toda mi vida.

Talento, Astucia, dos cualidades muy valiosas, pero es la
constancia la virtud que hace al hombre...

OMAR ELIZALDE SANCHEZ

Índice general.

1.- RESUMEN.	[5]
2.- INTRODUCCIÓN.	[8]
2.1.- Historia de Cantarell.	[8]
2.2.- El complejo Cantarell	[8]
2.3.- Declinación del Complejo Cantarell	[11]
2.4.- Cantarell en la Actualidad.	[12]
2.5.- Sistemas de recuperación.	[14]
2.6.- Recuperación Mejorada de Petróleo con Sistema de Secuestro de Carbono.	[15]
2.7.- Proceso de Inyección de Nitrógeno en Cantarell.	[20]
2.8.- Alcances del proyecto de Previabilidad.	[21]
3.- ANTECEDENTES.	[23]
3.1.- Yacimiento Petrolero.	[23]
3.1.1.- Yacimiento Primario.	[24]
3.1.2.- Yacimiento Secundario.	[24]
3.1.3.- Trampas Petroleras.	[25]
3.1.4.- Trampas Estructurales.	[25]
3.1.5.-Trampas Estratigráficas.	[26]



3.2.- Porosidad.	[26]
3.3.- Permeabilidad.	[26]
3.4.- Fracturas.	[27]
3.5.- Yacimientos Naturalmente Fracturados.	[27]
3.6.- Poder Calorífico.	[27]
3.7.- Composición del gas contenido en el casquete del Yacimiento.	[28]
3.7.1.- Principales características de los elementos Contenidos en el gas.	[29]
3.8.- Inyección de Dióxido de Carbono.	[39]
3.9.- Inyección de Gas Natural (inmiscible).	[41]
3.10.- Cogeneración.	[42]
3.11.- Compresores.	[47]
3.11.1.-Eficiencia de una etapa.	[47]
3.11.2.- Compresores axiales.	[49]
3.11.3.- Compresores Centrífugos.	[49]
3.12.- Turbinas.	[50]
3.12.1.- Turbinas de Impulso.	[50]
3.12.2.- Turbinas de Reacción.	[51]
3.12.3.- Turbinas de Gas (Ciclo Brayton)	[52]
3.12.4.- Turbinas de Vapor (Ciclo Rankine).	[54]



3.13.- Recuperadores de Calor.	[55]
3.13.1.- Recuperadores de calor sin poscombustión, RCSP.	[56]
3.13.2.- Recuperadores de calor con poscombustión, RCCP.	[56]
3.13.3.- Optimización de los recuperadores.	[57]
4.- TURBINA DE GAS.	[58]
4.1.- Selección de la turbina de Gas.	[58]
4.2.- Selección del modelo de la turbina de Gas.	[61]
4.3.- Factores de ajuste a condiciones sitio.	[62]
4.4.- Balance Termodinámico.	[64]
4.5.- Balance Exergético.	[68]
5. COMBUSTIÓN.	[71]
5.1.- Balance estequiométrico.	[72]
5.1.1.- Temperatura de flama adiabática.	[74]
5.2.- Exceso de Aire para la combustión de Gas.	[76]
5.2.1.- Disociación.	[77]
6.- CALDERA DE RECUPERACIÓN DE CALOR Y TURBINA DE VAPOR.	[92]
6.1.- Caldera de recuperación de calor.	[92]
6.1.1.- Selección de parámetros para operación del recuperador de calor	[94]
6.1.2.-Características del vapor y sistema del ciclo	



de vapor.	[103]
6.2.- Turbina de Vapor.	[106]
6.2.1.- Balance Termodinámico.	[108]
6.2.2.- Balance Exergético.	[110]
6.2.3.- Capacidad Eléctrica.	[114]
7.- COMPRESORES.	[116]
7.1.- Procesos de compresión.	[116]
7.1.1.- Compresión isotérmica.	[116]
7.1.2.- Compresión adiabática.	[117]
7.1.3.- Relación de compresión.	[119]
7.1.4.- Compresión en etapas.	[120]
7.1.5.- Rendimientos.	[120]
7.1.6.- Cálculos.	[121]
8.- CONCLUSIONES.	[126]
9.- BIBLIOGRAFIA.	[130]



Capítulo 1

RESUMEN.

Los procedimientos empleados en la actualidad para lograr el Mantenimiento de la Presión en un Yacimiento de Hidrocarburos, que están siendo empleados requieren de una gran cantidad de Energía Eléctrica para generar el Flujo de Inyección, además de que las plantas productora de estos Gases casi nunca se encuentran cerca de los pozos de producción, en donde se desea Inyectar, por lo cual es necesario implementar un sistema de bombeo para su traslado, lo cual aumenta enormemente los costos de producción de los hidrocarburos.

El presente trabajo realiza un análisis de Previabilidad Técnica para un proyecto de recuperación de Presión en el Complejo Cantarell (Ciudad del Carmen, Campeche) el cual es un Yacimiento de Petróleo Mexicano. Mediante la Inyección de los Gases producto de la Combustión de un ciclo de Cogeneración, instalado en la superficie, del Yacimiento, con lo cual por un lado se pretende disminuir los altos costos de la Energía Eléctrica, que se requiere para el Bombeo de Nitrógeno hasta el Pozo Inyector. Y por otro lado se Generara una gran cantidad de gases casi libres de oxígeno en condiciones químicas aceptables para poder ser Inyectados en el Yacimiento.

El sistema de Cogeneración, será de tipo Ciclo Combinado que se compone principalmente de los equipos siguientes: Turbina de Gas-Generador Eléctrico,



Poscombustor, Caldera de recuperación de calor y Turbina de Vapor-Generador Eléctrico, estos equipos debido a su configuración y arreglo planteado en este trabajo, presentan características favorables para el proyecto.

Las Turbinas de Gas utilizaran como Combustible el gas contenido en el Casquete del Yacimiento debido a que sus Propiedades poseen el poder calorífico requerido para su funcionalidad. Estos equipos son capaces de transformar la Energía Térmica del Gas en Energía Mecánica que el Generador transformará en Energía Eléctrica, que se necesita para el proceso de Reinyección.

Una vez que los Gases han cedido parte de su Energía por el paso de las Etapas de la Turbina de Gas, estos salen aún con una gran cantidad de Energía Térmica y un alto porcentaje de Oxígeno libre, el cual no es muy deseable ya que estos gases serán los que se reinyecten al yacimiento. Este porcentaje se logra disminuir quemando un combustible que tenga una gran cantidad de carbono que al reaccionar con el oxígeno forme CO_2 , CO , y NOX , además de otros Gases que si se pueden inyectar al yacimiento sin riesgo alguno, además de que con esta combustión se elevara la temperatura de los Gases.

Este proceso se llevara a cabo en el Poscombustor, equipo que precede la entrada del recuperador de calor en el cual estos generaran una gran cantidad de vapor para utilizarlo en una turbina de vapor en un ciclo cerrado de Generación Eléctrica. Los gases a la salida de este equipo estarán en condiciones de empezar el proceso de Compresión, y ser Inyectados al Yacimiento para elevar su Presión, este proceso no es nada fácil ya que la presión es muy alta y las temperaturas que alcanzan los gases a la salida, llegan a límites metalúrgicos por lo cual se desarrolla en tres etapas con enfriadores entre cada una de ellas menos en la salida para tener nuevamente una alta Temperatura, optima, que nos ayudara a reducir el coeficiente de Viscosidad del Petróleo para mejorar la extracción del mismo.

La Energía Eléctrica requerida para hacer funcionar al tren de compresores resulta ser la de mayor demanda, pero esta casi en su totalidad cubierta con la



Generación conjunta de la Turbina de Gas y la Turbina de Vapor, pretendiendo de esta manera minimizar los elevados costos por el consumo eléctrico.



Capítulo 2

INTRODUCCIÓN.

2.1. Historia de Cantarell.

En 1972 un pescador, Rudesindo Cantarell, descubrió una mancha de aceite que brotaba de las profundidades del mar en el Golfo de México, a unos 70 kilómetros de la costa, en la zona conocida como Sonda de Campeche.

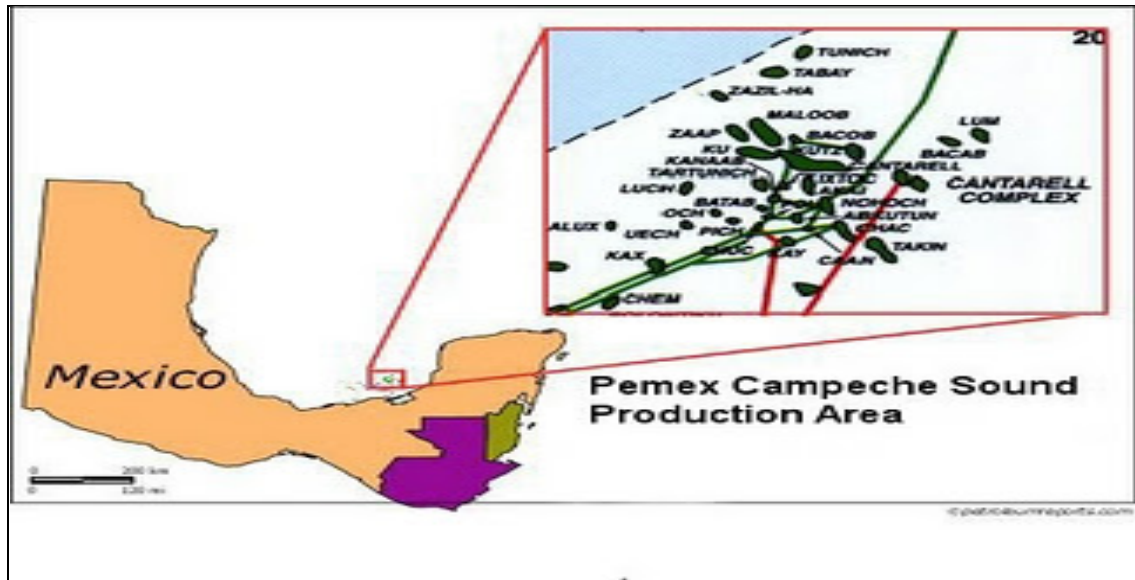
Lo que Estudios de Exploración, después llamarían CANTARELL, en honor a la persona que lo descubrió, siendo este un campo petrolero súper gigante.

A partir de la explotación de este Yacimiento, México despegó realmente como productor y exportador de petróleo, a nivel Mundial.

2.2. El Complejo Cantarell.

El complejo Cantarell se encuentra ubicado en la plataforma continental del Golfo de México, frente a las costas de Tabasco y Campeche, a 85 kilómetros al norte de Ciudad del Carmen. Los tirantes de agua están entre 35 y 50 metros. El complejo está formado por los campos: Nohoch, Chac y Akal.

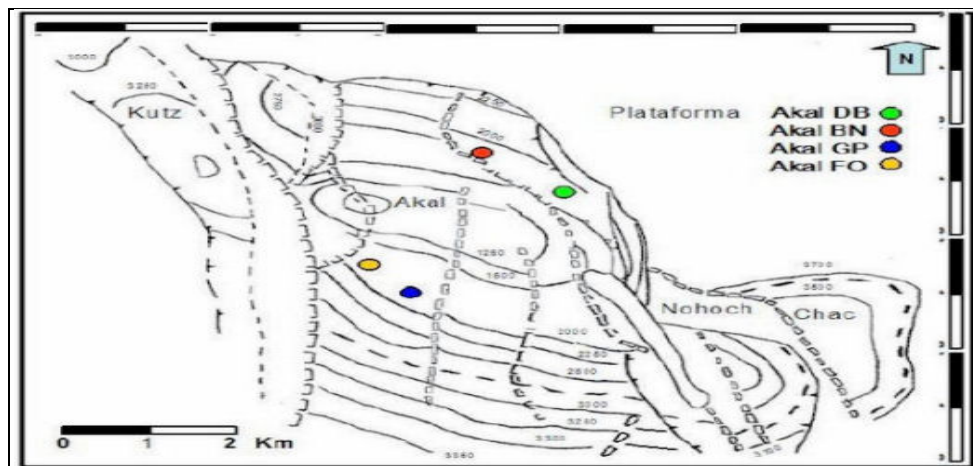




UBICACIÓN GEOGRAFICA

La ubicación geológica de Cantarell es la provincia marina de Coatzacoalcos. El lugar donde yace el Petróleo está formado por Breccia Carbonatada del Cretácico superior, escombros del impacto del asteroide que creó el cráter Chicxulub.

Los Yacimientos del complejo se encuentran en trampas de tiro estructural y con espesores netos de hasta 980 metros. Cantarell tiene una extensión de 162 kilómetros cuadrados, con 205 pozos de desarrollo y más de 7 pozos de inyección de nitrógeno.

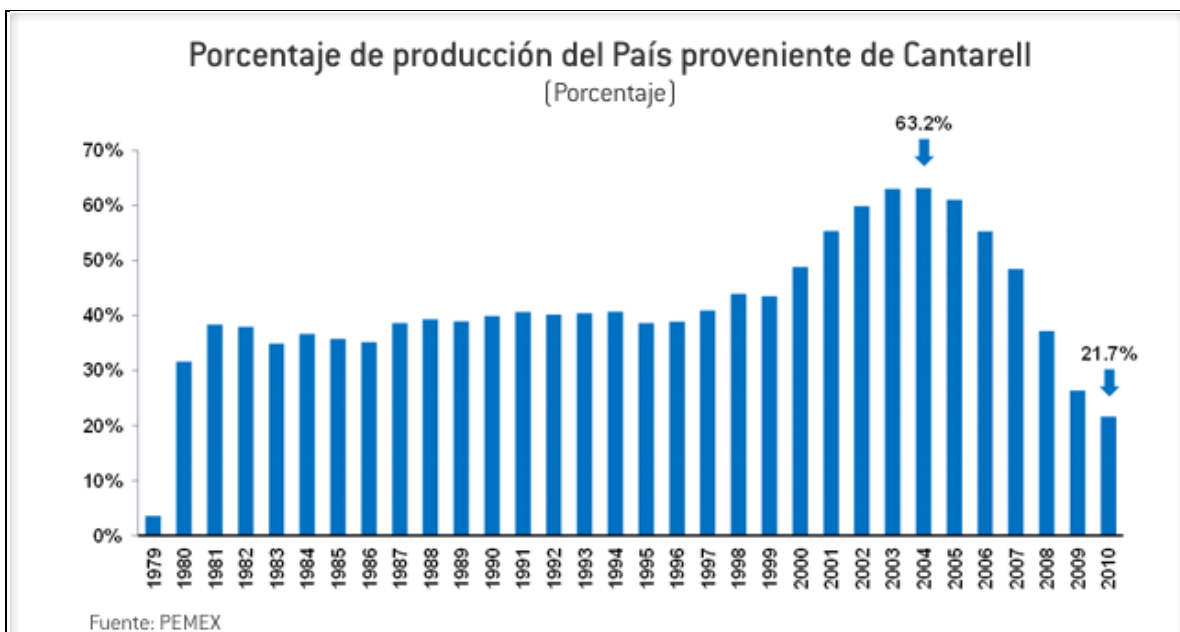


COMPLEJO CANTARELL



Los primeros barriles de Petróleo de Cantarell se produjeron en junio de 1979, con un promedio de 4 mil 289 barriles diarios. Para diciembre, del mismo año, la producción alcanzaba los 240 mil barriles diarios.

La producción de Cantarell aumento rápidamente con el pasar de los años. De producir 749 mil barriles diarios durante los setentas, el promedio de producción diaria del país creció hasta alcanzar 2.5 millones de barriles en la década de los ochentas, 2.8 millones en los noventas y 3.1 millones en el periodo 2000-2010.

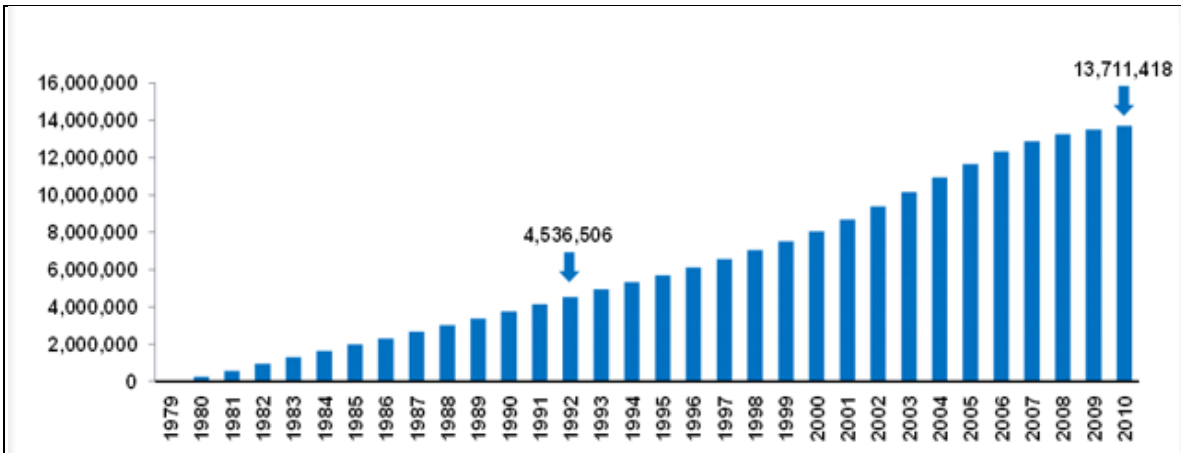


PRODUCCIÓN PROMEDIO ANUAL DE CRUDO EN CANTARELL

Cantarell representó el 36.8 % de la producción total de Petróleo de los ochentas, el 40.8 por ciento de los noventas y el 50.4 por ciento en el periodo 2000-2010.

En 2004, el país alcanzó su cifra récord de producción con un promedio de 3 millones 383 mil barriles diarios, al tiempo que su dependencia de Cantarell alcanzaba también niveles históricos (63.2 por ciento de la producción global).





PRODUCCIÓN ACUMULADA DE CANTARELL (Miles de Barriles Diarios)

1979 – 2010 CIFRAS ACUMULADAS.

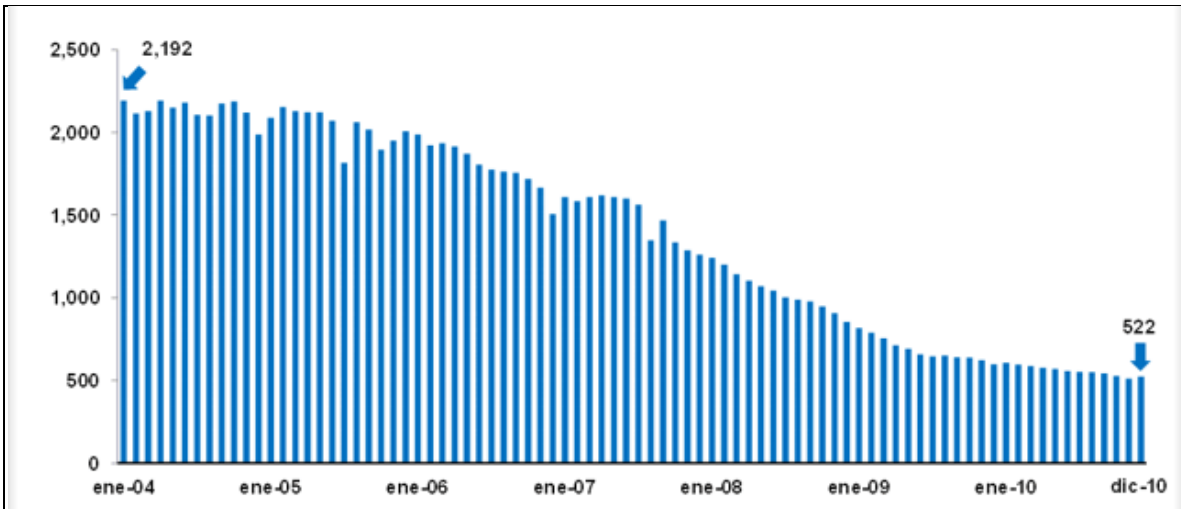
La contribución de Cantarell, de 1979 a la fecha, fue de 13 mil 711 millones de barriles de petróleo

2.3. Declinación del Complejo Cantarell.

La declinación de la producción es un fenómeno presente en todos los campos petroleros del mundo debido a que sus reservas de hidrocarburos son finitas. Cantarell por lo mismo, no es ajeno a este fenómeno, y a partir del 2004, Cantarell inició su proceso natural de declinación.

Dada la importancia de Cantarell en la producción global del país, el inicio de su declinación impactó la estrategia de producción de Pemex. En consecuencia, se ejecutaron nuevos proyectos como Ku-Maloob-Zaap, Ixtal-Manik y Delta del Grijalva para compensar dicha reducción en la producción, la cual alcanzó aproximadamente 800 mil barriles de crudo diarios desde el inicio de la declinación de Cantarell, lográndose de esta manera una producción a finales de diciembre 2010 de 2 millones 574 mil barriles diarios.





PRODUCCION DE CRUDO EN CANTARELL (Miles de Barriles Diarios)

ENERO 2004 – DICIEMBRE 2010

La producción de Cantarell por su parte alcanzó 558 mil barriles en 2010.

El valor económico generado por Cantarell es el máximo logrado por algún proyecto de Petróleo en México. Se estima que solamente durante los últimos 13 años, ha generado un valor presente neto, antes de impuestos, de casi 8 billones de pesos. Otra distintiva característica de Cantarell ha sido su relativo bajo costo de producción por barril, ya que el promedio de los últimos 10 años se ubica entre los 4 y 5 dólares.

2.4. Cantarell en la Actualidad.

En el año 2000, se comenzó a inyectar en el yacimiento 1 200 000 m³ de Nitrógeno por día para mantener la presión y evitar la caída de la producción de Crudo y Gas Natural. Incluso se tuvo que construir una planta productora de nitrógeno para este fin. (Ocasionando que los costos de producción sean muy altos).

Para agosto de 2008 la producción había caído a menos de 1 millón de barriles diarios.



En el campo Chac, se están haciendo investigaciones para lograr la inyección de CO₂ secuestrado para la recuperación mejorada de petróleo, ya que se tiene el problema de que no hay depósitos naturales de CO₂ en la zona. Por lo que el gas tiene que ser extraído de forma Antropogénica, que es derivado de las actividades diarias del ser humano, y llevado al campo de producción para ser inyectado.

En donde a primer instancia, se pensaría que el transporte del CO₂ sería relativamente elevado, pero es todo lo contrario, ya que muy bajo su transporte a gran escala, por lo que se tiene que estudiar muy detenidamente, la forma en que se transportara el CO₂, ya que para el almacenamiento oceánico, el sistema de transporte más apropiado depende del método de inyección; desde un Buque flotante estacionario, un Buque en desplazamiento, o un gaseoducto desde la costa, hay que determinar el de menor costo.

Por otra parte Ku Maloob Zaap es un importante complejo productor de Crudo Pesado, el cual hasta 2008, fue el segundo complejo petrolero de mayor importancia en el país, en términos de reserva probado, sin embargo en 2009 se convirtió en el principal productor a nivel nacional con más de 808 mil barriles diarios.

Con la propuesta de estudio, inyección de CO₂ secuestrado, se podría aumentar la producción de barriles diarios, ya que al mezclarse el gas con el petróleo, la mezcla se vuelve menos densa y viscosa. Obteniendo como resultado un incremento del rendimiento en la producción de Petróleo.

El más grande benefició de la Recuperación mejorada de petróleo con secuestro de Dióxido de Carbono, son los bajos costos que se pueden lograr en la producción del petróleo, que logran estar muy por debajo de los procesos actuales. Además que limitaría las emisiones a la atmosfera de Carbono derivado de las actividades humanas.



2.5. Sistemas de Recuperación.

La inyección de gas para incrementar la productividad del pozo es usualmente definido como "**MANTENIMIENTO DE PRESIÓN**", pero un proceso para incrementar la recuperación de petróleo puede ser clasificado como un proyecto de recuperación mejorada.

Los sistemas de recuperación mejorada por inyección de gases en la industria petrolera mundial tienen en la actualidad una importancia fundamental para mantener o aumentar la presión del yacimiento, incrementando las tasas de producción de aceite.

Generalmente, las técnicas tradicionales se han concentrado en la inyección directa de diferentes mezclas o componentes, tales como el aire, nitrógeno, dióxido de carbono o gas natural, que atendiendo a las condiciones propias del yacimiento ó bien a las características mismas de diseño y operación del equipo instalado, permiten durante la vida útil del yacimiento, una extracción económicamente factible. En este sentido la planta de inyección de nitrógeno instalada actualmente en el complejo Cantarell, muestra con claridad, a escala mundial el uso intensivo del procedimiento anterior. Sin embargo, y tal como ocurre actualmente en Cantarell, el contenido potencial energético del casquete de gases permanece subutilizado, si se toma en cuenta que los componentes son en su mayoría combustibles gaseosos ligeros (con un contenido del orden de 50 % de gas metano) y sólo trabajan en el casquete como medio de enlace entre el nitrógeno inyectado y los aceites para facilitar la presurización del yacimiento.



2.6. Recuperación mejorada de Petróleo con secuestro de Dióxido de Carbono. (Robo de Carbono).

El dióxido de carbono, es un gas de efecto invernadero que se encuentra en la atmósfera. Las actividades humanas, como la quema de combustibles fósiles y otros procesos, aumentan significativamente su concentración en la atmósfera contribuyendo al calentamiento global del planeta.

Secuestro de Carbono.

La captura y almacenamiento de dióxido de carbono, podría limitar las emisiones atmosféricas de carbono derivadas de las actividades humanas. Esta técnica consiste en capturar el dióxido de carbono producido en las centrales eléctricas o plantas industriales, y luego almacenarlo por un largo período, ya sea en formaciones geológicas del subsuelo, en océanos o bajo otras condiciones. No debe confundirse el secuestro de carbono, como un método de eliminación de carbono presente en la atmósfera, similar a los procesos naturales; tales como, el crecimiento de bosques; así mismo, podría aplicarse para aquellas emisiones que provengan de grandes complejos industriales o de centrales que usan grandes cantidades de combustibles fósiles.

El proceso consiste en tres etapas principales:

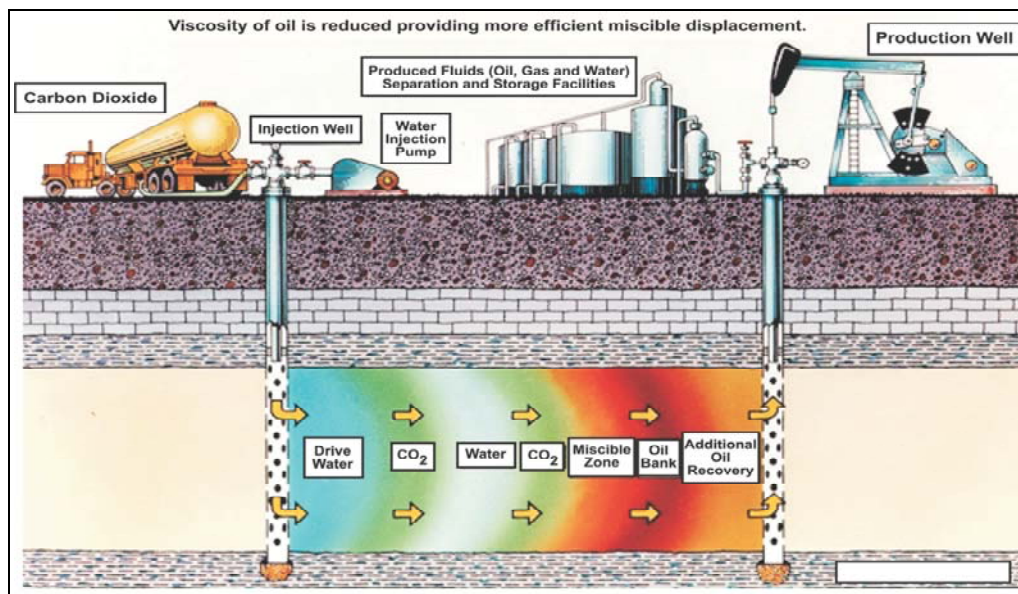
1. Capturar el CO₂ en su fuente, separándolo de los otros gases que se generan en los procesos industriales.
2. Transportar el dióxido de carbono capturado a un lugar de almacenamiento apropiado (normalmente de forma comprimida).
3. Almacenar el CO₂ fuera de la atmósfera durante un largo período de tiempo, por ejemplo, en formaciones geológicas subterráneas, en las profundidades oceánicas o dentro de ciertos compuestos minerales.



Recuperación mejorada de extracción de Petr6leo

La recuperaci6n mejorada de extracci6n de Petr6leo, en los yacimientos empobrecidos o con alta viscosidad, mediante la inyecci6n de di6xido de Carbono (CO₂-EOR) es un m6todo que puede incrementar la producci6n de petr6leo mas all6, que el t6pico m6todo de recuperaci6n convencional, cuando se facilita el almacenamiento de Di6xido de Carbono (CO₂) en el yacimiento petrolero.

En principio, cuando el CO₂ es inyectado en un yacimiento Petrolero, este moviliza el petr6leo no extra6do por los m6todos convencionales o por interacci6n F6sica y Qu6mica con el Petr6leo y la roca del yacimiento, o por regulaci6n de presi6n del yacimiento. El resultado es un incremento del rendimiento en la producci6n de Petr6leo. Por lo tanto (CO₂-EOR) puede ayudar en la reducci6n de emisiones CO₂ y simult6neamente mejora la seguridad del abastecimiento energ6tico.



RECUPERACI6N MEJORADA DE PETROLEO CON SECUESTRO DE DI6XIDO DE CARBONO

En t6rminos generales, el di6xido de carbono es inundado en un yacimiento



petróleo a través de un número de pozos de inyección, perforados alrededor de una producción. Inyectado a una presión igual o superior a la presión mínima de miscibilidad (MMP). El CO₂ y el petróleo ambos se mezclan y forman un líquido que más fácilmente fluye para la producción. El Bombeo también puede mejorarse por inundaciones CO₂ a una presión por debajo de la MMP, el petróleo se expande y reduce su viscosidad.

El CO₂-EOR ha sido usado por la industria del petróleo y del gas por más de 40 años, pero solo actualmente el secuestro de carbono, se ha visto con gran potencial para estas industrias.

La Maduración de los yacimientos petroleros y aumento de los precios del petróleo han hecho de este método de recuperación cada vez más atractivo para la industria. Estados Unidos ha sido un líder en el desarrollo y uso de tecnologías de CO₂ EOR realizando aproximadamente el 96 % de las investigaciones a nivel mundial de CO₂ EOR.

Operaciones Actuales

Actualmente alrededor de 48 Millones de Toneladas Métricas de CO₂ por año se usan para la recuperación mejorada del petróleo (EOR). De un total de 25 % (12 millones) son de origen antropogénico, producido por las actividades humanas tales como la refinación del petróleo o la fabricación de fertilizantes. El resto es extraído de depósitos naturales.

El uso del CO₂ sea incrementado, en la producción de petróleo que es un producto caro, y por esta razón las compañías petroleras están motivadas a elevar su uso. Además se espera que investigaciones desarrolladas en esta área mejore la velocidad de almacenamiento de cerca de 100 por ciento. Ya que hasta este momento es relativamente tardado. Estimaciones hechas por el Departamento de Energía de EE.UU. muestran que los yacimientos agotados de petróleo y gas en Estados Unidos y Canadá tienen el potencial de CO₂ secuestro inyectado de más de 82 billones de toneladas de Dióxido de carbono en total.



United states (2006)	(million tonnes/yr)
Carbon Dioxide use for EOR	48
• Naturally occurring	36
• Anthropogenic	12
Estimated CO ₂ sequestered by EOR operations	9
Worldwide	
Potential CO ₂ EOR sequestration	130 billion tonnes
total CO₂ accumulated in atmosphere	3-4 billion tonnes/yr

Fuente de datos: National Energy Technology Laboratory, secuestro de carbono de Atlas

Beneficios

El secuestro de Carbono mediante la recuperación mejorada de Petróleo es un prometedor método por varias razones:

En primer lugar, las estructuras geológicas que originalmente contienen el petróleo y el gas natural pueden permitir la contención del CO₂ inyectado permanentemente, proporcionando que integridad de las estructuras sea mantenida.

Otro beneficio del secuestro de carbono es la amplia distribución de gas en los yacimientos agotados de petróleo y de gas natural, por lo que es probable que un yacimiento se encuentre cerca de una fuente de CO₂.

Esta tecnología prometedor para almacenar de forma segura el Dióxido de Carbono bajo tierra por lo que no puede contribuir al cambio climático. Aunque esta tecnología ha sido aplicada por la industria petrolera desde 1972, se necesitan más investigaciones para asegurarse de que el CO₂ almacenado queda



aislado de la atmósfera y la Biosfera del orden de miles de años y que el proceso de almacenamiento sigue siendo tan segura y económicamente viable como sea posible.

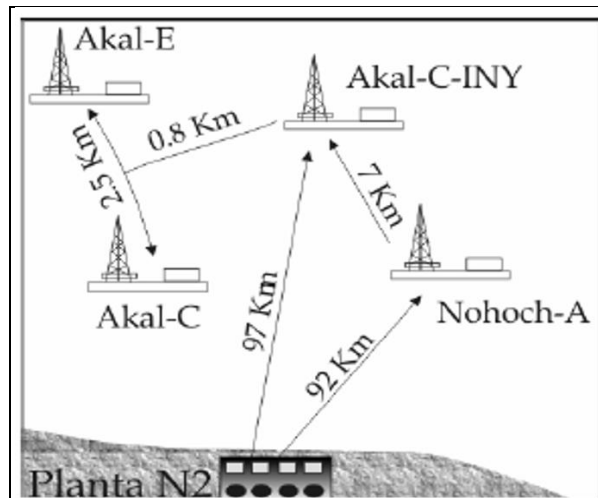
El Programa de secuestro de carbono del DOE actualmente es enfrentar los siguientes desafíos:

- Mejorar la comprensión de las características de reservorio de petróleo relativo a CO₂ destino y transporte.
- Reducir los costos de captura, procesamiento y transporte antropogénico, particularmente de instalaciones de generación de energía.
- Seguir desarrollando tecnologías para supervisar y verificar el CO₂ almacenado.



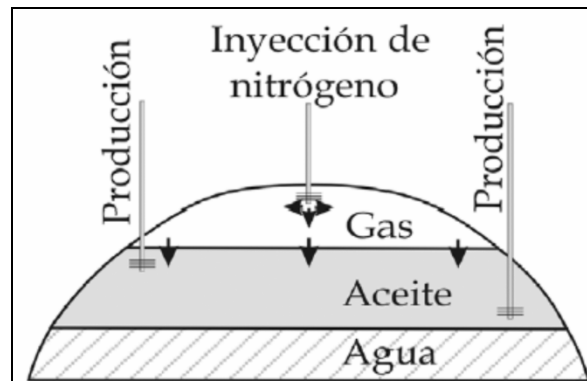
2.7. Proceso de Inyección de Nitrógeno en Cantarell.

El proceso de inyección comienza en una planta generadora de nitrógeno situada en tierra. La planta está constituida en cuatro módulos independientes. Dichos módulos toman el nitrógeno del aire a través de un proceso de licuación, llegando a producir en conjunto hasta 34 millones de metros cúbicos de nitrógeno por día. El nitrógeno viaja en tuberías de 91.4 centímetros de diámetro por más de 200 kilómetros hasta llegar a las plataformas de inyección.



EL NITROGENO SE PRODUCE EN TIERRA Y SE LLEVA A LOS POZOS INYECTORES A TRAVEZ DE UNA RED DE TUBERIAS DE 200 km.

Una vez que el nitrógeno llega a la zona de inyección, los pozos inyectoros lo depositan en la parte superior del casquete de gas.



EL NITRÓGENO SE INYECTA EN LA PARTE SUPERIOR DEL CASQUETE

Las condiciones físicas del nitrógeno gaseoso al momento de entrar al yacimiento son temperatura de 308.5 K y presión entre 8.83 MPa y 10.8 MPa, con un gasto constante total de 6.5 m³/seg. En el casquete de gas, el nitrógeno se mezcla con el gas del yacimiento generando fenómenos de transporte de tipo difusivo y convectivo. El transporte másico al yacimiento y la expansión térmica del nitrógeno provocan que la presión suba y como consecuencia la producción se incremente.

2.8. Alcance del Proyecto de Previabilidad.

Tomando en cuenta lo anterior, en el presente trabajo se analizarán las expectativas teóricas para evaluar las posibilidades reales de recuperación de presión mediante la inyección de gases de combustión del gas contenido en el casquete del yacimiento, y se aprovechará la energía contenida en el mismo para la producción de energía eléctrica.

Se realiza el análisis termodinámico a partir de los requerimientos que se tienen en el yacimiento y las características de los equipos mecánicos con los que se cuentan en el mercado para tener un resultado lo más real posible.

Este sistema estará formado principalmente por un turbogenerador, una caldera de recuperación de calor, una turbina de vapor y un sistema de compresores, cuya configuración se muestra en la página. Estos elementos que conforman un "**Ciclo Combinado**" de generación eléctrica.



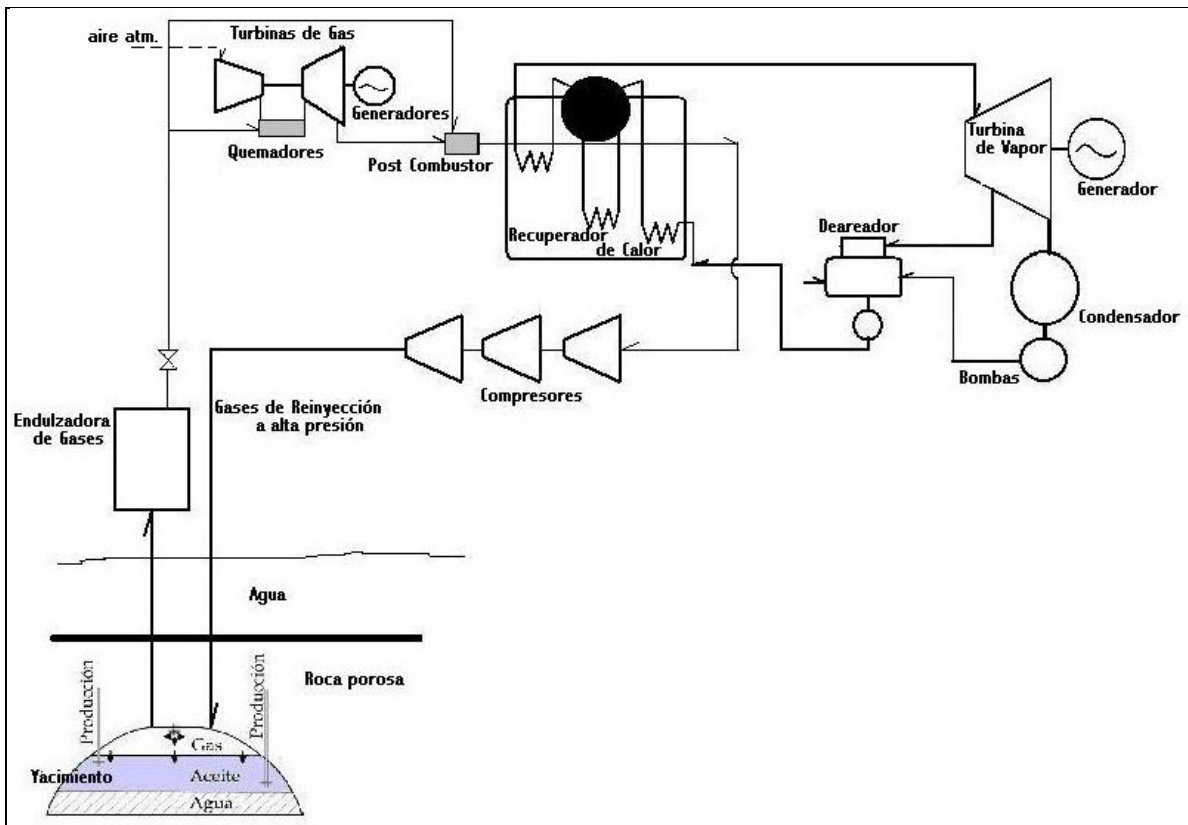


DIAGRAMA DEL PROYECTO PARA EL MANTENIMIENTO DE PRESION EN EL CASQUETE, MEDIANTE LA INYECCION DE GASES DE COMBUSTION DE UN CICLO DE COGENERACION ELECTRICA.

Capítulo 3

ANTECEDENTES.

3.1. Yacimiento petrolero.

Un yacimiento, depósito o reservorio petrolífero, es una acumulación natural de hidrocarburos en el subsuelo, contenidos en rocas porosas o fracturadas (roca almacén). Los hidrocarburos naturales, como el petróleo crudo y el gas natural, son retenidos por formaciones de rocas suprayacentes con baja permeabilidad.

La formación de los yacimientos de petróleo o gas requieren de cuatro etapas en su evolución diagenética dentro de la cuenca sedimentaria: entierro profundo bajo sedimentos, calentamiento y presión, migración de los hidrocarburos desde la fuente (roca madre) hasta una zona porosa (roca almacén) y ser retenidos por rocas impermeables (trampa petrolífera).

El yacimiento de petróleo puede ser primario, cuando se encuentra en la misma roca en la que se ha formado, o bien ser un yacimiento secundario, cuando se formó en un sitio lejano y ha ido fluyendo hasta el lugar en el que yace ahora, movimiento con el que cambiaron algunas de sus propiedades.





COMPOSICION DEL PETROLEO POR CAPAS DE LA CORTEZA.

3.1.1 Yacimiento primario.

Lo normal en un yacimiento primario es encontrar la siguiente disposición: una capa superior de arcilla impermeable, por debajo de ella una capa de arenas impregnadas de gas natural (hidrocarburos gaseosos), por debajo arenas impregnadas de petróleo (hidrocarburos líquidos) y, por último, una capa inferior de arenas impregnadas de agua salada. Con esta colocación, el estrato impermeable superior atrapa al petróleo en el mismo sitio donde se formó y no deja que escape, sólo puede separarse siguiendo un gradiente de densidad del agua salada que contenía (más densa) y del llamado gas natural (grupo de gases menos densos que el petróleo).

Desde el punto de vista económico, los yacimientos primarios son de modesta rentabilidad, pues la cantidad acumulada de reserva petrolífera es pequeña y además el petróleo no está muy concentrado, por lo que su extracción es lenta.

3.1.2 Yacimiento Secundario.

En un yacimiento secundario, la llegada continua de hidrocarburos hasta una trampa de petróleo hace que se acumule en una cantidad y concentración lo suficientemente importantes como para hacer muy rentable la extracción del crudo.

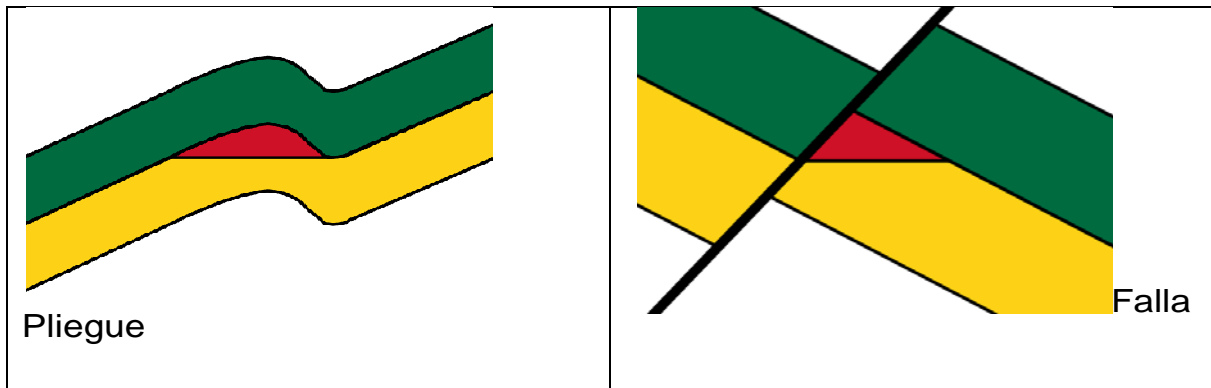
3.1.3. Trampas Petroleras.

Las trampas, última etapa de los procesos de formación de yacimientos, han sido clasificadas por los geólogos del petróleo en dos tipos: estructurales y estratigráficas. Una acumulación de petróleo puede estar causada por un solo tipo de trampa o la combinación de ambas

3.1.4. Trampas Estructurales.

Las trampas estructurales son formadas por estructuras geológicas que deforman el terreno y condicionan la captura y retención de los hidrocarburos. Los pliegues son las estructuras más comunes. Algunas características relacionadas con fallas también pueden ser consideradas como trampas estructurales si se presenta un sellado de capas permeables. Las trampas estructurales son relativamente abundantes y fáciles de localizar estudiando la geología en superficie y, por métodos geofísicos, en el subsuelo y han recibido mucha más atención en la búsqueda de petróleo que otros tipos de trampas. Un ejemplo de este tipo de trampas son los diapiros salinos, que proceden de la deformación y movilización vertical de importantes acumulaciones salinas, que ascienden en forma de domos o cilindros, atravesando y deformando las capas superiores en las que, si hay porosidad, puede acumularse el petróleo.





EJEMPLIFICACION DE LA TRAMAPA ESTRUCTURAL

3.1.5. Trampas estratigráficas.

Se forman cuando capas impermeables al petróleo sellan una capa porosa o cuando la permeabilidad cambia dentro de una misma capa (cambio lateral de facies).

3.2. Porosidad.

Las rocas del yacimiento poseen espacios o huecos de una gran variedad de formas y tamaños. El cociente entre el volumen de huecos existentes en la roca con respecto al volumen de la misma, se conoce como porosidad y es una medida de la capacidad de almacenamiento de la roca.

3.3. Permeabilidad.

La permeabilidad es la capacidad de una roca para permitir el paso de los fluidos a través de ella, es decir si los poros de la roca están interconectados la roca es conductora de los fluidos que hay en su interior, permitiendo que los fluidos se muevan a través de la red de poros interconectados, la permeabilidad es un factor importante que determina si un yacimiento petrolero es o no de buenas características productoras.

3.4. Fracturas.

Las fracturas de una roca son superficies opuestas y separadas, causadas por una pérdida de cohesión que ha sufrido la roca. Una fractura es el resultado de una ruptura, y los huecos formados durante este proceso de deformación o alteración de la fractura son ocupados por los fluidos contenidos en la roca. Una fractura en la cual ocurre un desplazamiento relativo entre las superficies generalmente se define como ralla, mientras una fractura en la cual no ocurre un desplazamiento notable entre las superficies se define como junta. De manera general, una fractura se define como la discontinuidad en la cual se rompe el lecho rocoso formando bloques, grietas, fisuras, juntas o cualquier cosa, a lo largo de los cuales no hay desplazamiento paralelos los planos de discontinuidad.

3.5. Yacimientos Naturalmente Fracturados.

Un yacimiento fracturado es una unidad del subsuelo constituida por roca con poros y canales intercomunicados, donde los poros forman el "sistema matricial" y las fracturas, vórgulos y canales de disolución son el "sistema de fracturas" extendiéndose a lo largo y ancho del yacimiento.

Los yacimientos de hidrocarburos generalmente están constituidos por roca granular la cual contiene huecos y espacios porosos dentro de ella, referidos como porosidad intergranular, mientras que para el caso de los yacimientos naturalmente fracturados, se tienen otros espacios adicionales contenidos en las fracturas, estilolitas, vórgulos pequeños y macrovórgulos y/o canales de disolución alojados en la roca intergranular, en ambos casos estos espacios contienen hidrocarburos y agua.

3.6. Poder Calorífico.

El poder calorífico de un combustible, a presión constante, es la cantidad de calor producida por la combustión completa de una unidad de volumen o de peso en condiciones de referencia y en régimen permanente, de tal manera que los



productos salen también en condiciones de referencia.

Por definición, el poder calorífico inferior (PCI) a presión constante corresponde al calor entregado al entorno cuando una unidad de combustible en condiciones de referencia se quema completamente, en estado de régimen permanente, de tal manera que los productos salen también en condiciones de referencia y la totalidad del agua producida por la combustión del hidrógeno está en estado de vapor.

El poder calorífico superior (PCS) se define de manera similar, pero ahora considerando que la totalidad del agua producida por la combustión del hidrógeno está como líquida. Es la diferencia entre ambos poderes calorífico puede calcularse conociendo el análisis elemental del combustible. Para ello es necesario determinar la cantidad de agua que se forma como resultado de la combustión de hidrógeno y calcular la energía que esta agua libera al condensarse en condiciones de referencia.

3.7. Composición del gas contenido en el casquete del Yacimiento.

Como resultado de las pruebas realizadas al gas contenido en el casquete del yacimiento se obtuvieron los porcentajes de masa mostrados en la siguiente tabla.

Nombre del Compuesto.	Formula	%Masa
Nitrogeno	N ₂	30.40
Dióxido de Carbono	CO ₂	17.30
Ácido Sulfídrico	H ₂ S	0.36
Metano	CH ₄	48.67
Etano	(C ₂ -H ₆)	10.08
Propano	C ₃ H ₈	4.96
Iso Butano	i C ₄ H ₁₀	0.60
n Butano	n C ₄ H ₁₀	1.58
Iso Pentano	i C ₅ H ₁₂	0.43
n Pentano	n C ₅ H ₁₂	0.52
Hexano	C ₆ H ₁₄	0.68



COMPONENTES DEL GAS CONTENIDO EN EL YACIMIENTO

El Nitrógeno ocupa por si solo una tercera parte de la masa total del gas, este porcentaje implicara una disminución del poder calorífico global comparado con el del gas natural comercial. La razón obvia es que por el método de mantenimiento de presión se han inyectado grandes volúmenes de Nitrógeno y hasta la actualidad este método está funcionando.

3.7.1. Principales características de los elementos contenidos en el gas.

Nitrógeno (N₂).

El nitrógeno es un gas no tóxico, inodoro e insípido. Puede condensarse en forma de un líquido o comprimirse como un sólido cristalino. El nitrógeno aparece en dos formas isotópicas naturales; artificialmente se han obtenido cuatro isótopos radiactivos.



ESTRUCTURA MOLECULAR DEL N₂

Propiedades Físicas.

Peso Molecular	28.014 [$\frac{g}{mol}$]
Densidad	808.4 [$\frac{Kg}{m^3}$]
Volumen específico	0.872 4 [$\frac{m^3}{Kg}$]
Viscosidad	1.800 X 10 ⁻⁵ [$\frac{Kg}{ms}$]

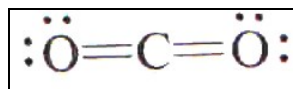


Propiedades Termodinámicas

Calor específico	$1.040 \left[\frac{KJ}{Kg K} \right]$
Temperatura	126.15 [K]
Presión	3.40 [M Pa]

Dióxido de carbono (CO₂).

El Dióxido de Carbono (CO₂).es un gas inflamable, incoloro e inodoro. Su estructura está representada;



ESTRUCTURA MOLECULAR DEL (CO₂).

El contenido de este gas en la atmosfera ha venido aumentando un 0,4 % cada año como consecuencia del uso de combustibles fósiles como el petróleo, el gas y el carbón esto es un factor importante que propicia el efecto invernadero.

Propiedades Físicas.

Peso Molecular	$44.01 \left[\frac{g}{mol} \right]$
Densidad	$468 \left[\frac{Kg}{m^3} \right]$
Viscosidad	$13.98 \times 10^{-4} \left[\frac{Kg}{ms} \right]$

Propiedades Termodinámicas

Calor específico	$0.876 \left[\frac{KJ}{Kg K} \right]$
Temperatura	304.15 [K]



Presión

7.40 [M Pa]

Ácido Sulfhídrico (H₂S).

El ácido sulfhídrico (H₂S) es el más venenoso de los gases naturales; se produce durante los procesos biológicos e industriales. Este se encuentra en diferentes concentraciones asociados con el petróleo y el agua. Usualmente en formaciones porosas. Debe entenderse que el petróleo crudo sulfuroso contiene este gas el cual será liberado cuando se reduzca la presión. Estas reducciones se producen durante la producción del petróleo y fugas. Algo que debe de tenerse muy presente es que es altamente corrosivo a todos los metales de la serie electroquímica.

Propiedades Físicas.

Peso Molecular

30.075 [$\frac{g}{mol}$]

Propiedades Termodinámicas

T. de Fusión

533.15 [K]

Temperatura

157.15 [K]

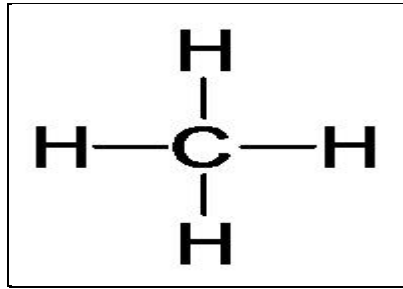
T. de Ebullición

211.15 [K]



Metano (CH₄).

Compuesto de carbono e hidrógeno, de fórmula CH₄, es un hidrocarburo, el primer miembro de la serie de los alcanos. Es más ligero que el aire, incoloro, inodoro e inflamable. Se encuentra en el gas natural, como en el gas grisú de las minas de carbón y en los procesos de las refinerías de petróleo.



ESTRUCTURA MOLECULAR DEL (CH₄).

Propiedades Físicas.

Peso Molecular	16.044 [$\frac{g}{mol}$]
Densidad	421 [$\frac{Kg}{m^3}$]
Viscosidad	1.099 X 10 ⁻⁵ [$\frac{Kg}{ms}$]
Volumen Especifico	421 [$\frac{m^3}{Kg}$]

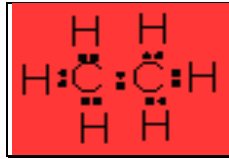
Propiedades Termodinámicas

Calor específico	2.260 [$\frac{KJ}{Kg K}$]
Presión	4.64 [M Pa]
Calor de Combustión	53264 [$\frac{KJ}{Kg}$]
T. de Ignición (aire)	978.15 [K]

T. Flama Adiabática	2190.95 [K]
PCI	50039 [$\frac{KJ}{Kg}$]

Etano (C₂ H₆).

Es un gas o un líquido incoloro e inodoro bajo presión, utilizado como combustible, para fabricar sustancias químicas o como un agente de congelamiento.



ESTRUCTURA MOLECULAR DEL (C₂ H₆).

Propiedades Físicas.

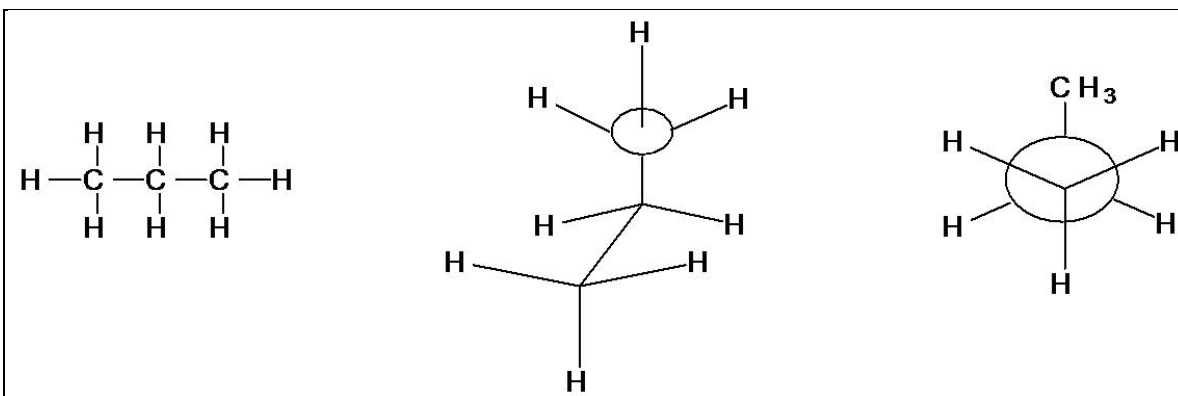
Peso Molecular	30.07 [$\frac{g}{mol}$]
Densidad	449 [$\frac{Kg}{m^3}$]
Viscosidad	9.5232 X 10 ⁻⁵ [$\frac{Kg}{ms}$]
Volumen Especifico	0.815 [$\frac{m^3}{Kg}$]

Propiedades Termodinámicas

Calor específico	$1.715 \left[\frac{KJ}{Kg K} \right]$
Temperatura	305.53 [K]
Presión	4.89 [M Pa]
Calor de Combustión	$51800 \left[\frac{KJ}{Kg} \right]$
T. de Ignición (aire)	793.15 [K]
T. Flama Adiabática	2222.05 [K]
PCI	$47511 \left[\frac{KJ}{Kg} \right]$

Propano (C₃ H₈).

Se encuentra en el gas natural y como producto derivado del refinado del petróleo, no reacciona vigorosamente a temperatura ambiente; A alta temperatura arde en contacto con el aire, produciendo dióxido de carbono y agua, por lo que sirve como combustible.



ESTRUCTURA MOLECULAR DEL (C₃ H₈).

Propiedades Físicas.

Peso Molecular	$40.097 \left[\frac{g}{mol} \right]$
Densidad	$580 \left[\frac{Kg}{m^3} \right]$
Viscosidad	$8.0054 \times 10^{-5} \left[\frac{Kg}{ms} \right]$
Volumen Especifico	$0.764 \left[\frac{m^3}{Kg} \right]$

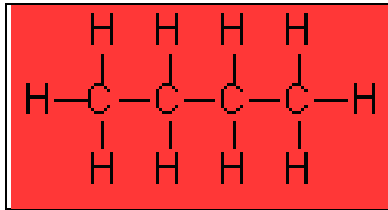
Propiedades Termodinámicas

Calor específico	$1630 \left[\frac{KJ}{Kg K} \right]$
Presión	4.26 [M Pa]
Calor de Combustión	$50340 \left[\frac{KJ}{Kg} \right]$
T. de Ignición (aire)	739.25 [K]
T. Flama Adiabática	2240.35 [K]
PCI	$46377 \left[\frac{KJ}{Kg} \right]$

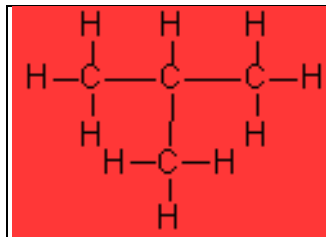
n-Butano (nC₄H₁₀) e Iso-Butano (iC₄H₁₀).

En ambos compuestos, los átomos de carbono se encuentran unidos formando una cadena abierta. En el n-butano (normal), la cadena es continua y sin ramificaciones, mientras que en el i-butano (iso), o metilpropano, uno de los átomos de carbono forma una ramificación lateral. Esta diferencia de estructura es la causa de las distintas propiedades que presentan.





ESTRUCTURA MOLECULAR DEL (nC₄H₁₀)

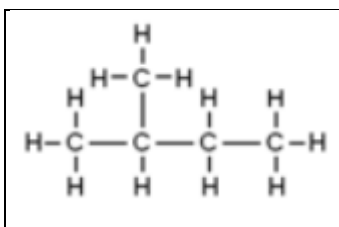


ESTRUCTURA MOLECULAR DEL (iC₄H₁₀).

Propiedades Físicas.

	n-Butano	Iso-Butano
Peso Molecular	58.12 [$\frac{g}{mol}$]	58.12 [$\frac{g}{mol}$]
Volumen Especifico	0.405 [$\frac{m^3}{Kg}$]	0.418 [$\frac{m^3}{Kg}$]
Viscosidad	7.1424 X 10 ⁻⁶ [$\frac{Kg}{ms}$]	7.1424 X 10 ⁻⁶ [$\frac{Kg}{ms}$]
Densidad	640 [$\frac{Kg}{m^3}$]	599 [$\frac{Kg}{m^3}$]

conseguir un baño termostático a una temperatura de -160 °C.



ESTRUCTURA MOLECULAR DEL (iC₅H₁₂).

Propiedades Físicas.

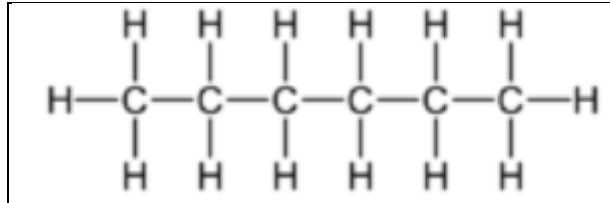
	n-Pentano	Iso-Pentano
Peso Molecular	58.12 [$\frac{g}{mol}$]	58.12 [$\frac{g}{mol}$]
Volumen Especifico	0.405 [$\frac{m^3}{Kg}$]	0.418 [$\frac{m^3}{Kg}$]
Viscosidad	7.1424 X 10 ⁻⁶ [$\frac{Kg}{ms}$]	7.1424 X 10 ⁻⁶ [$\frac{Kg}{ms}$]
Densidad	640 [$\frac{Kg}{m^3}$]	599 [$\frac{Kg}{m^3}$]

Propiedades Termodinámicas

	n-Butano	Iso-Butano
T. de Ignición (aire)	582.05 [K]	693.15 [K]
T. Flama Adiabática	2505.35 [K]	2508.15 [K]
PCI	47326 [$\frac{Kcal}{Kg}$]	47326 [$\frac{Kcal}{Kg}$]
PCS	50999 [$\frac{Kcal}{Kg}$]	50999 [$\frac{Kcal}{Kg}$]

Hexano (C₆ H₁₄).

El hexano es una sustancia química manufacturada del petróleo crudo. Este líquido puro es incoloro de olor levemente desagradable y es sumamente inflamable y sus vapores pueden explotar.



ESTRUCTURA MOLECULAR DEL (C₆ H₁₄).

Propiedades Físicas.

Peso Molecular	86.170 [$\frac{g}{mol}$]
----------------	----------------------------

Propiedades Termodinámicas

T. de Ignición (aire)	520.95 [K]
-----------------------	------------

T. Flama Adiabática	2494.25 [K]
---------------------	-------------

PCI	49947 [$\frac{Kcal}{Kg}$]
-----	-----------------------------

3.8. Inyección de Dióxido de Carbono.

La inyección de CO₂ es uno de los procesos más usados. A presiones requeridas para recuperación miscible, el CO₂ dentro del yacimiento puede estar ya sea líquido (a bajas temperaturas) o como fluido supercrítico. Aunque el CO₂ no es miscible con muchos petróleos, este puede crear un frente de desplazamiento miscible en el yacimiento a medida que se

mezcla con los hidrocarburos. En adición al desarrollo de la miscibilidad, el CO₂ puede también contribuir a la recuperación de petróleo al reducir la viscosidad del mismo y causar que el crudo del yacimiento se dilate.

La mínima presión requerida para miscibilidad es cerca de 10.34 MPa. La factibilidad económica del proceso está determinada por los precios locales del CO₂.

Modelos físicos de yacimiento y pruebas de laboratorio son usadas para diseñar proyectos de inyección de CO₂. El comportamiento de fase de la mezcla CO₂ y petróleo es bastante complejo. Cuando altas concentraciones de CO₂ son mezcladas con petróleo, la transferencia de masa de los componentes entre el CO₂ y el petróleo puede causar la coexistencia de cuatro fluidos separados y fase sólida.

Usualmente dos fases predominarán. Una fase volátil y rica en CO₂ y una fase menos volátil y rica en hidrocarburos. A temperaturas debajo y cerca a 322 K, las dos fases son líquidas; a medida que la presión se reduce, los vapores se liberan primariamente de la fase rica en CO₂. Por encima de 322 K, el sistema completo estará en la fase vapor a alta presión y altas concentraciones de CO₂; a medida que la presión se reduce en el sistema, la fase líquida rica en hidrocarburos puede condensar del gas.

El mecanismo por el cual se desarrolla miscibilidad de múltiple contacto entre el CO₂ y el petróleo es controlado por el comportamiento de la fase dependiente de la temperatura.

La inyección de CO₂ ha sido efectuada bajo un amplio rango de condiciones de yacimiento. Ha sido usado para varios tipos de roca, para un amplio rango de viscosidad de



petróleo, para formaciones delgadas y de gran espesor y para desplazamiento miscible e inmisible. Las desventajas del proceso incluyen problemas de corrosión y la tendencia como consecuencia de la baja viscosidad del CO₂, a canalizar desde el pozo inyector al pozo productor, reduciendo de esta manera la eficiencia de barrido.

3.9. Inyección de Gas Natural (inmiscible).

El gas puede ser inyectado al yacimiento de petróleo, no solo para incrementar la recuperación de petróleo, y conservar el gas para venta posterior. La reinyección del gas natural producido es una técnica que ha sido usada hace más de 80 años.

En un yacimiento que es delgado y que tiene mucha inclinación, el gases usado para desplazar petróleo de la misma manera que el agua puede ser usada en un patrón de inyección. Este proceso es denominado "Inyección dispersa de gas usualmente no resulta en una alta recuperación, ya que el gas puede canalizarse directamente entre el pozo inyector y productor sin desplazar mucho petróleo. La recuperación de petróleo por inyección de gas es un proceso inmisible a menos que el gas inyectado se efectuó a alta presión o enriquecido con hidrocarburos livianos. La presión requerida para la miscibilidad depende de la composición del petróleo y el gas inyectado.

Un método más eficiente empleado para inyectar gas puede ser usado algunas veces en yacimientos que tienen buena permeabilidad vertical y tienen espesor apreciable. Bajo estas condiciones el gas puede ser inyectado cerca al tope de la formación productiva (o dentro de la capa de gas) tal que el petróleo es desplazado hacia abajo. Este proceso es llamado "Inyección Crestal de gas o Inyección Externa de Gas".



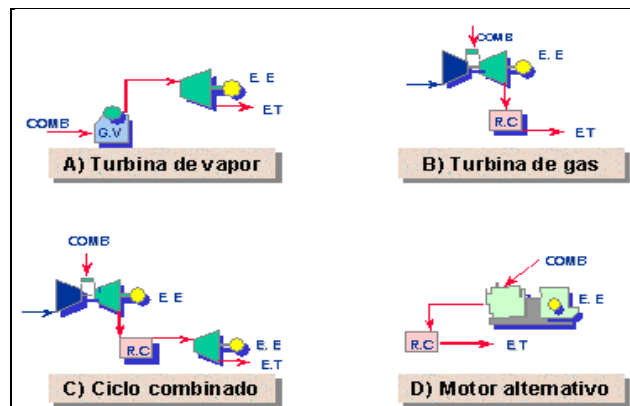
3.10. Cogeneración.

A partir de la tendencia a reducir costos, aumentar eficiencias y proteger el medio ambiente, nace el concepto de cogeneración. La cogeneración es un sistema alternativo, de alta eficiencia energética. Se define como "La producción conjunta de electricidad o energía mecánica y energía térmica útil, partiendo de una fuente primaria de energía" lo cual se refleja en mayores beneficios y protección del medio ambiente.

Este aprovechamiento simultáneo de calor, que con lleva un rendimiento global más elevado, es la que la distingue de la autogeneración, en la cual no hay aprovechamiento térmico como erecto útil secundario,

La selección adecuada de un sistema de cogeneración depende de las cargas eléctricas y térmicas que se tiene que satisfacer, de las necesidades operacionales de los usuarios, de la disponibilidad de equipos y combustibles, además de un análisis financiero.

Existen varios esquemas de cogeneración, en los cuales se logra aprovechar hasta el 84 % de la energía contenida en el combustible para la generación de energía eléctrica o energía mecánica y energía térmica (25-30 % eléctrico y 54-59 % térmico).



PRINCIPALES ESQUEMAS DE COGENERACIÓN

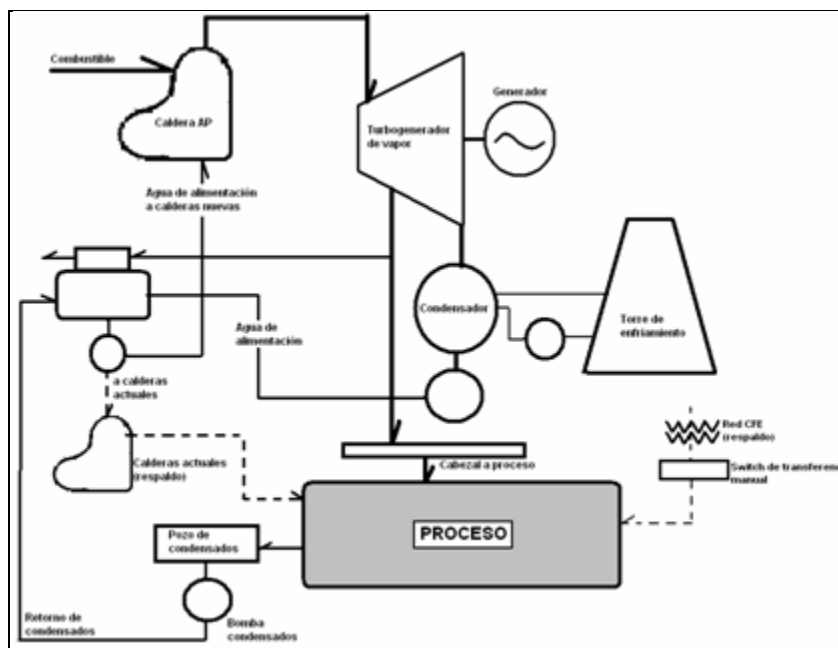
Los principales esquemas de Cogeneración son Turbina de Gas, Motor de



Combustión Interna, Turbina de Vapor y Ciclo combinado, que se ejemplifican en la imagen de arriba.

Turbina de vapor.

En este sistema la energía mecánica es producida por la turbina mediante la expansión del vapor de alta presión generado en una caldera convencional. El empleo de turbinas de vapor es generalmente rentable en capacidades de 10 MW en adelante, aunque puede disponerse de unidades menores. Bajo este sistema la generación de energía eléctrica por unidad de combustible es menor que en la turbina de gas (del orden de un 15 %), aunque la eficiencia global del sistema es más alta que en la turbina de gas (del 85 al 90 %) ya que produce energía térmica del orden del 75 %.



**DIAGRAMA DE MASA Y ENERGÍA CON TURBINA DE VAPOR,
EXTRACCION REGULADA Y CONDENSACIÓN**

Las turbinas de Vapor se dividen en tres tipos:

1. Contrapresión: La principal característica es que el vapor cuando sale de la turbina se envía directamente al proceso sin necesidad de contar con un condensador y equipo periférico, como la torre de enfriamiento

2. Extracción: Una parte del vapor puede extraerse en uno o varios puntos específicos de la turbina (pasos de la turbina), obteniéndose así, vapor para procesos a diferentes presiones. Cuando la turbina es de extracción controlada, la presión de extracción se mantiene constante al variar el caudal del vapor extraído. Si la extracción es no controlada, la presión del vapor extraído estará sometida a variaciones importantes en función del caudal de vapor de salida de la turbina.

3. Condensación: La salida del vapor expandido en la turbina, pasa al condensador a una presión, normalmente, inferior a la presión atmosférica. Estos sistemas se aplican principalmente en los que las necesidades de energía térmica respecto a la eléctrica son de 4 a 1 o Mayor.

Turbina de gas.

Las turbinas de gas funcionan bajo el ciclo Brayton. La turbina consta de tres elementos principales; el primero de ellos es el compresor el cual incrementa la presión del fluido de trabajo, usualmente aire, entre cuatro y treinta veces la presión atmosférica. El aire comprimido posteriormente se calienta a temperaturas que van de 1073.15 a 1473.15 K mediante una cámara de combustión, que es el segundo elemento, donde se adiciona combustible y se quema. Los gases calientes a alta presión que salen de la cámara de combustión son expandidos en la turbina, la cual es el tercer elemento, produciendo potencia utilizada para mover al compresor y, normalmente a un generador eléctrico o cualquier otro equipo mecánico. Los gases de salida son relativamente limpios por lo que pueden ser ocupados de manera directa a procesos industriales como, procesos de secado, o pueden ser ocupados para procesos de combustión posteriores, ya que contienen un 15 % de oxígeno o para producir otro fluido caliente como vapor, aire, o agua. Tiene temperaturas que van de 673.15 a 923.15 K.



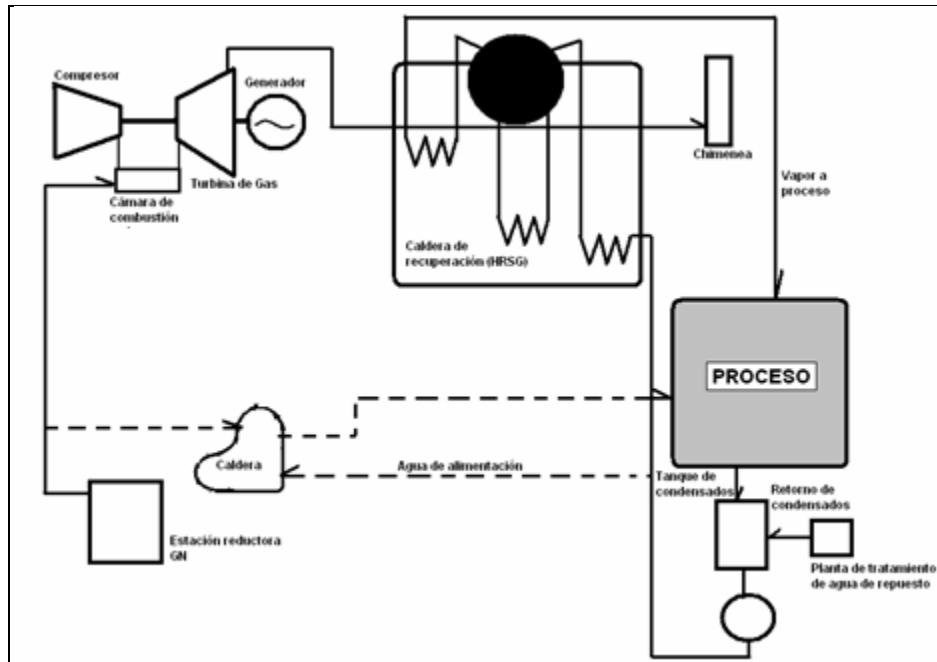


DIAGRAMA DE MASA Y ENERGIA CON TG Y HRSG

(Esta es una posible configuración del arreglo arriba mencionado)

Resulta muy adecuada para los procesos en los que se requiera una gran cantidad de energía térmica.

Motor alternativo.

Este sistema arroja la mayor generación eléctrica por unidad de combustible consumido, alrededor del 34% al 40%, aunque los gases alcanzan bajas temperaturas que oscilan entre los 473.15 y 523.15 K. Sin embargo, en aquellos procesos en los que se puede adaptar, la eficiencia de cogeneración, alcanzan valores similares a los de las turbinas de gas. Con los gases residuales, se puede producir vapor de baja presión (alrededor de 10 a 15 kg/cm²) o agua caliente de 353.15 a 373.15 K

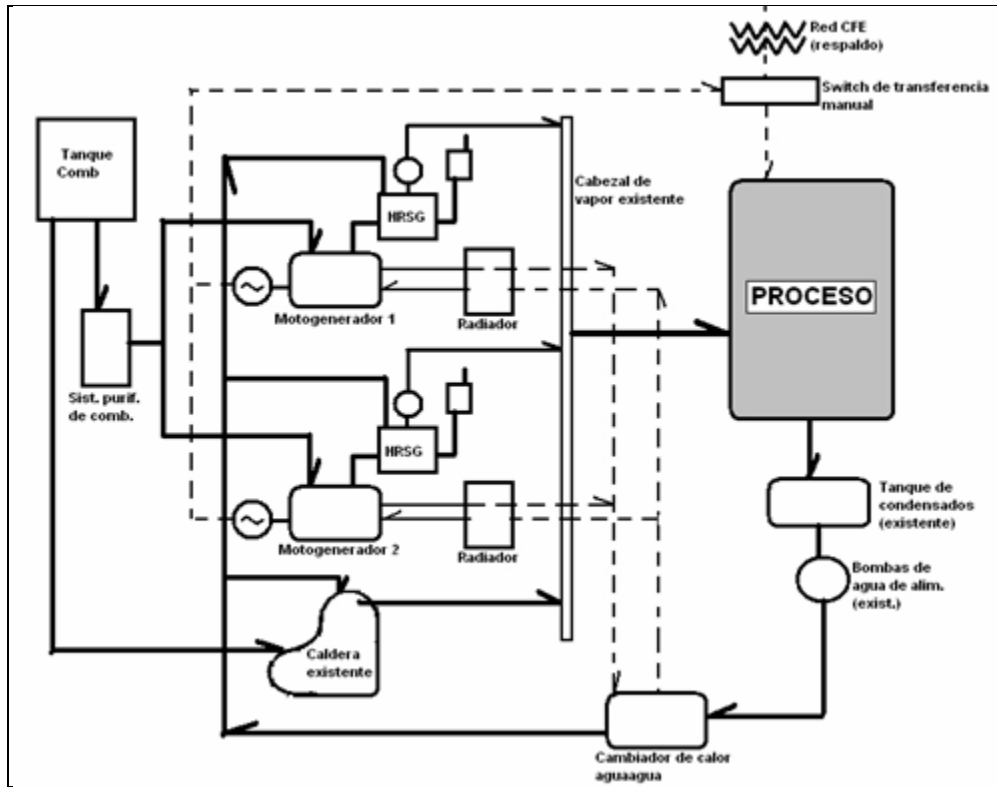


DIAGRAMA DE MASA Y NENERGIA CON MOTORES ALTERNATIVOS

Pueden usar una gran variedad de combustibles como son gas metano, gas LP, gasolina y mezclas de combustibles gaseosos y líquidos, y son relativamente más eficientes que las turbinas del mismo tamaño.

Ciclo combinado.

A este sistema se le caracteriza por que emplea una turbina de gas y una turbina de vapor. En este sistema los gases producidos en la combustión de la turbina de gas, se emplean para producir vapor a alta presión a través de una caldera de recuperación, para posteriormente alimentar un turbina de vapor, sea de contrapresión o extracción-condensación y producir por segunda vez energía eléctrica, utilizando el vapor a la salida de la turbina o de las extracciones directamente en los procesos.

El ciclo combinado se utiliza en los procesos donde la razón potencia/calor

es alta. El esquema mostrado en la sig. Figura que ejemplifica la configuración de un ciclo combinado de GE.

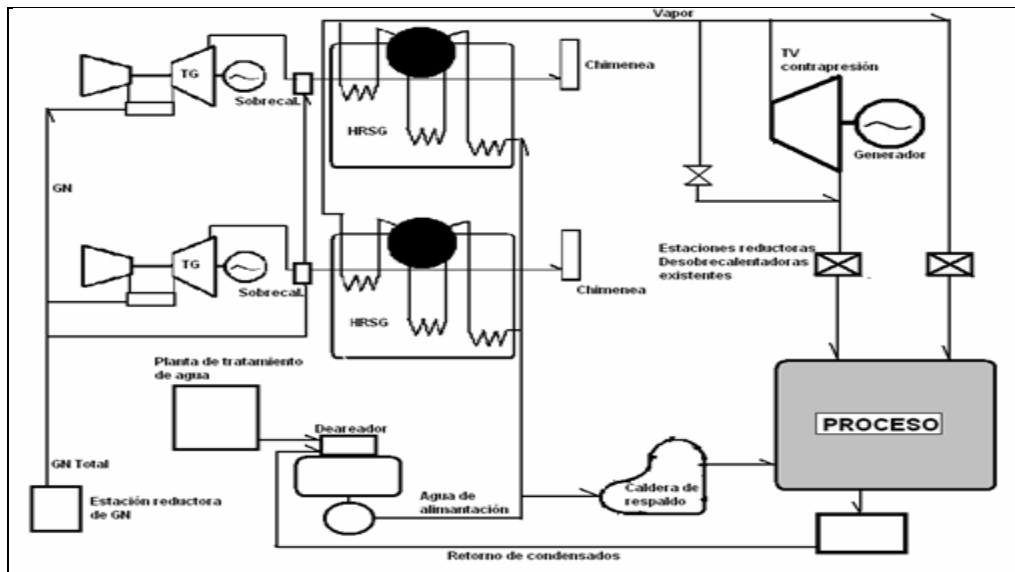


DIAGRAMA DE MASA Y ENERGIA DE UN CICLO COMBINADO DE TURBINA DE GAS, CALDERA DE RECUPERACION HRSG Y TURBINA DE VAPOR A CONTRAPRESION

3.11. Compresores.

Es un componente diseñado para aumentar la presión de un fluido compresible como el aire. Sin importar cual sea el tipo de compresor, el principio de funcionamiento es el mismo. El fluido de trabajo que se encuentra a baja presión, entra en un conjunto de alabes móviles y sale a una gran velocidad como resultado del trabajo transmitido por el eje. El fluido pasa a un difusor configurado de tal forma que la velocidad disminuye y la presión se incrementa.

3.11.1. Eficiencia de una etapa.

Debido a la fricción que ocurre entre el fluido y las superficies de los alabes se producen algunas pérdidas de energía que ocasionan que el proceso de compresión sea irreversible y adiabático. Para superar estas pérdidas y llevar el fluido a una

entropía mayor a la requerida en un proceso ideal, se requiere un mayor trabajo del compresor. Como se expresa a continuación:

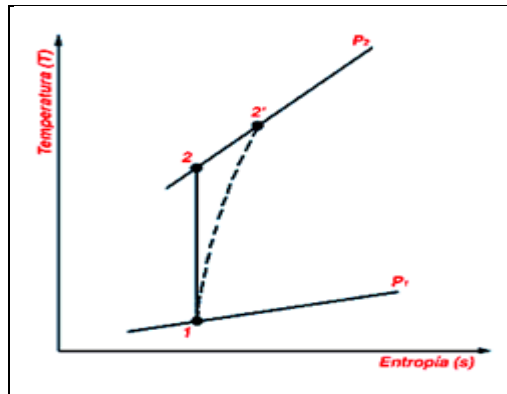


DIAGRAMA T – S DEL PROCESO DE COMPRESION A CONDICIONES IDEALES Y REALES.

La eficiencia ideal, será considerada como la eficiencia obtenida a partir de un proceso isentrópico. Y por definición Es el cociente que existe entre el trabajo ideal realizado por el compresor y la potencia real indicada del compresor.

$$\eta_c = \frac{h_2 - h_1}{h_{2'} - h_1}$$

Para gas ideal, la eficiencia de la etapa puede escribirse como

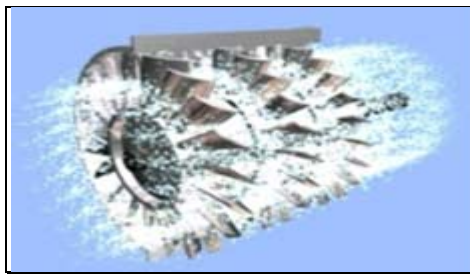
$$\eta_c = \frac{T_2 - T_1}{T_{2'} - T_1}$$

Los compresores pueden clasificarse de acuerdo a la dirección del flujo a través de ellos en compresores axiales y compresores centrífugos. En una turbina de gas puede emplearse uno de los dos tipos de compresores o una combinación de éstos dependiendo de las condiciones y requerimientos de operación.

3.11.2. Compresores axiales.

El aire en un compresor axial, fluye en la dirección del eje de los compresores a través de una serie de álabes móviles acoplados a un disco fijo en el eje y una serie de álabes fijos acoplados a la carcasa de los compresores y concéntricos al eje de rotación. Los álabes fijos actúan como difusor en cada etapa, transformando la energía cinética del aire en energía potencial en forma de presión y a su vez, dan al flujo el ángulo adecuado para entrar en los álabes móviles de la siguiente etapa.

Cada conjunto de alabes móviles y alabes fijos forman una etapa del compresor. Un mayor incremento de presión en un compresor axial se logra instalando varias etapas, presentándose una reducción en la sección transversal a medida que el aire es comprimido.



COMPRESOR AXIAL

3.11.3. Compresores centrífugos.

Está conformado por tres partes principales conocidas como rodete, difusor y múltiple de distribución, cada uno con una función específica en el proceso de compresión.

El aire entra al compresor cerca de su eje en dirección axial y es impulsado en forma radial por la fuerza centrífuga producida por el movimiento del rodete. El aire que sale radialmente y a gran velocidad del rodete, es tomado por el difusor donde la energía cinética del aire se transforma en energía potencial en forma de presión.



COMPRESOR CENTRIFUGO

3.12. Turbinas.

La turbina es un dispositivo diseñado para extraer energía de un fluido que pasa a través de ella y la transforma en potencia útil. En esta, las partículas del fluido que salen a gran velocidad de la tobera sufren un cambio en la cantidad dirección de movimiento, generando una variación en la cantidad de movimiento y por lo tanto una fuerza.

3.12.1. Turbinas de Impulso.

Estas son también conocidas como turbinas de acción, aprovechan la energía el fluido (vapor o gases calientes a alta presión) para producir trabajo. Este tipo de turbinas, se pueden diseñar de una o varias etapas y cada una de ellas está constituida por un estator y un rotor.

La primera etapa de la turbinas de impulso consta de un estator conformado por un conjunto de toberas en las cuales la alta presión y la baja velocidad del flujo a la entrada se transforma en baja presión y alta velocidad. Las toberas están dispuestas de tal manera que

entregan el fluido a los alabes móviles con un ángulo definido. Dependiendo del diseño, el estator de las etapas sucesivas puede estar constituido por alabes fijos que cambian la dirección del flujo para entregarlo con el ángulo adecuado al siguiente grupo de alabes móviles o por alabes fijos que actúan como toberas, o sea que además de cambiar la dirección del flujo aumentan su velocidad.

Los rotores de impulso son más favorables para caídas de presión y temperatura considerables por lo que son ampliamente empleados en turbinas de vapor (Laval y Curtis) y poco utilizados en las turbinas de gas.

3.12.2. Turbinas de Reacción.

A diferencia de las turbinas de impulso, su expansión ocurre en los alabes fijos y en los alabes móviles. La etapa de una turbina de reacción está constituida por un juego de alabes fijos o toberas y un juego de alabes móviles. Sin embargo, ocurre una caída de presión en los alabes móviles que están dispuestos en forma de toberas. El flujo de gases o vapor que entra en los alabes fijos de una etapa de reacción lo hace a través de toda su circunferencia, por lo que se dice que es de admisión total.

En los alabes fijos, el fluido es acelerado mientras que su presión y entalpía disminuyen debido a la disposición de tobera de los canales formados por cada par de alabes. El flujo que sale de estos, entra al conjunto de alabes móviles cuyos canales tienen también forma de tobera, haciendo que el fluido incremente su velocidad relativa con respecto a los alabes mientras que la presión y entalpía disminuyen. La energía producida por el cambio en el momentum de los gases, es absorbida por los alabes móviles y transmitida al eje en forma de trabajo útil.



3.12.3. Turbinas de Gas (Ciclo Brayton).

La Turbina de Gas es un mecanismo de transformación de energía, en donde se utiliza la energía cinética de algún fluido para la realización de trabajo mecánico, siendo un dispositivo cíclico generador de potencia mediante sistemas de álabes que son empujados por dicho fluido. El fluido de trabajo a utilizar en nuestro caso será un gas.

Como se puede observar en la figura el ciclo Brayton, ideal inicia con una compresión isentrópica, se adiciona calor a presión constante para posteriormente ser expandido isentrópicamente hasta la presión atmosférica, pero en el proceso existen algunas pérdidas por lo cual el proceso es irreversible. Provocando una disminución en el rendimiento del ciclo.

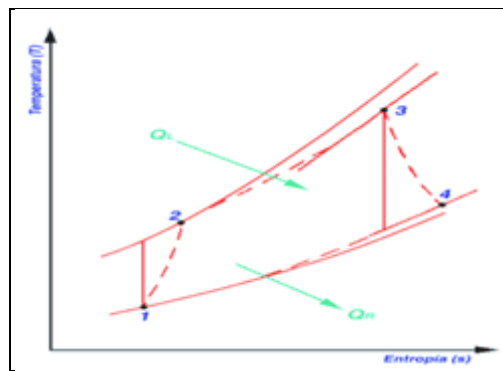


DIAGRAMA T-S DEL CICLO TERM. BASICO REAL DE LAS TURBINAS DE GAS

En la figura las líneas continuas describen el proceso ideal y las líneas punteadas el ciclo real en el cual se consideran las irreversibilidades del ciclo.

Para un gas ideal, el trabajo neto puede escribirse como

$$W_{neto} = W_{Turbina} - W_{Compresor}$$

$$W_{neto} = mC_p (T_3 - T_4) - mC_p (T_2 - T_1)$$

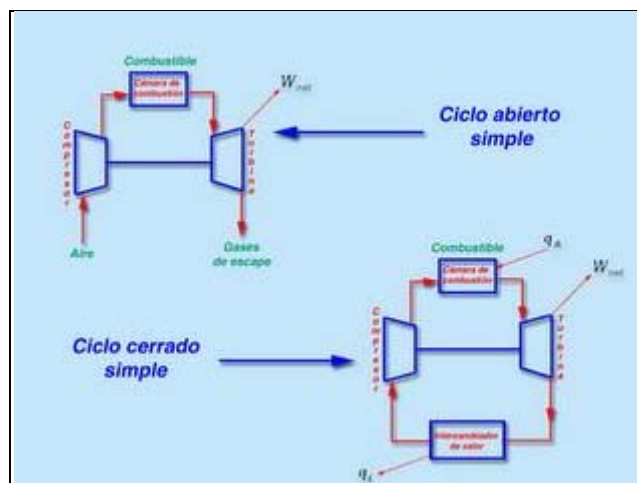
$$Q_s = mC_p (T_3 - T_2)$$

La eficiencia térmica del ciclo Brayton es la relación entre el trabajo neto desarrollado y el calor adicionado

$$\eta_{ter} = \frac{W_{neto}}{q_s} = \frac{mCp(T_3 - T_4) - mCp(T_2 - T_1)}{mCp(T_3 - T_2)}$$

Las turbinas de gas pueden operar como sistemas abiertos o cerrados, el modo abierto es el más común. Para el ciclo abierto, tres son los elementos principales de una turbina de gas compresor, cámara de combustión y turbina. Este es un sistema en el que el aire atmosférico entra continuamente al compresor, donde se comprime hasta alta presión. El aire entra entonces en la cámara de combustión, donde se mezcla con el combustible produciéndose la combustión y obteniéndose los productos de combustión a elevada temperatura. Los productos de combustión se expanden en la turbina y a continuación se descargan al ambiente. Parte de la potencia desarrollada en la turbina se utiliza en el compresor y la restante se utiliza para generar electricidad.

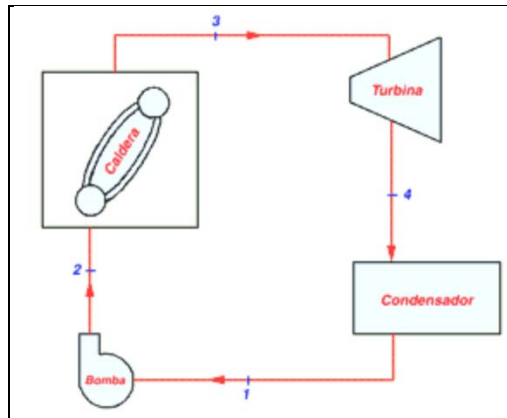
Este sistema es el que se considerará para el análisis de este proyecto.



TURBINA DE GAS, SISTEMA ABIERTO Y CERRADO.

3.12.4. Turbinas de Vapor (Ciclo Rankine).

Sus componentes principales tal como se muestran en la figura son:



ESQUEMA DEL CICLO BASICO DE LAS TURBINAS DE VAPOR

3-4. Expansión adiabática e irreversible del fluido en la turbina.

4-5. Transferencia de calor desde el fluido de trabajo a presión Constante en el Condensador.

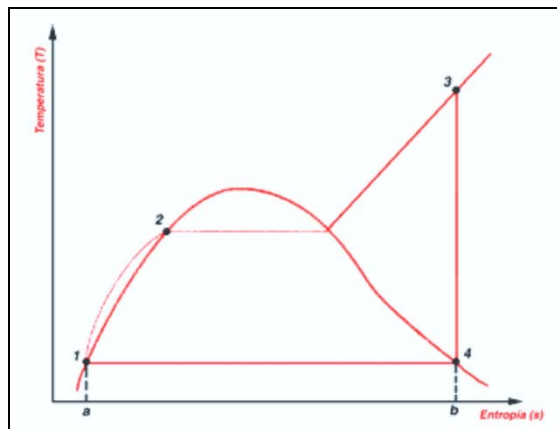


DIAGRAMA T – S DEL CICLO TERMODINAMICO DE LAS TV.

Si los cambios en la energía cinética y potencial (presión y temperatura) del fluido de trabajo no son considerados, el calor transferido y el trabajo pueden representarse por áreas en el diagrama.

El área comprendida por los puntos a-1-2-3-b-a representa el calor transferido al fluido de trabajo, mientras que el área comprendida por los puntos a-1-4-b-a representa el calor transferido desde el sistema. El trabajo neto realizado está representado por el área comprendida por los puntos 1-2-3-4-1 y es la diferencia entre el calor transferido al fluido de trabajo y el calor transferido desde el fluido de trabajo.

La eficiencia térmica se conoce como la relación existente entre el calor transferido al fluido de trabajo q_A por unidad de masa y el trabajo neto realizado W_{neto} por unidad de masa.

$$\eta_{termico} = \frac{W_{neto}}{q_s} = \frac{q_s - q_R}{q_s}$$

3.13. Recuperadores de Calor.

Para recobrar el calor que sale de las turbinas de gas y con ello generar vapor para abastecer las demandas del proceso se utilizan los recuperadores de calor.

Los recuperadores de calor pueden ser, en general, de circulación forzada o de circulación natural. Los de circulación forzada presentan las ventajas de requerir menor espacio para su instalación debido a que son erguidos de forma vertical, tienen un menor tiempo de arranque, requieren un menor "Pinch Point" que se define como la diferencia de la temperatura de salida de los gases del evaporador y la temperatura de saturación correspondiente a la presión del vapor generado en esa sección.

La mayor ventaja de los recuperadores de circulación natural es que no cuentan con bombas de circulación evitándose rallas y mantenimiento.

Existen tres tipos o clasificaciones principales de recuperadores



1. Recuperadores de calor sin poscombustión.
2. Recuperadores de calor con poscombustión.

3.13.1 Recuperadores de calor sin poscombustión, RCSP.

Son los más simples de los recuperadores, prácticamente son intercambiadores de calor convectivos en los cuales se genera vapor mediante el empleo únicamente de los gases de descarga de las turbinas de gas. Los rangos de las condiciones del vapor con que normalmente funcionan este tipo de recuperadores es de 10 bar con vapor saturado a 110 bar y 785.15 K. Los RCSP trabajan bajo las condiciones de operación impuestas por la turbina de gas, que siguen la demanda de energía eléctrica.

3.13.2. Recuperadores de calor con poscombustión, RCCP.

El oxígeno contenido en la descarga de la turbina de gas permite llevar a cabo una posterior combustión y así generar una mayor cantidad de vapor con respecto a los RCSP. Los RCCP normalmente funcionan con temperaturas de gases después de la poscombustión no mayores a 1243.15 K, siendo posible llevar a cabo la combustión en ductos con quemadores, ya que de otra forma se requerirían paredes refrigeradas.

Dado que la turbina de gas esencialmente funciona como un precalentador del aire que ingresa al recuperador, los RCCP requieren menor cantidad de combustible para generar la misma cantidad de vapor que un generador de vapor convencional, pudiendo llegar a reducir en 20 % menos el consumo de combustible.

Los RCCP básicamente son intercambiadores de calor convectivos que se diseñan en forma muy similar a los RCSP. Sin embargo, la posibilidad de poscombustión provee la posibilidad de controlar la producción de vapor, dentro de la capacidad del sistema de quemadores, de forma independiente al modo de



operación de la turbina de gas.

3.13.3. Optimización de los recuperadores.

La optimización de los recuperadores de calor debe seguir las siguientes condiciones:

Se debe conseguir la mayor eficiencia en la utilización del calor en los gases.

Las pérdidas de presión en los tubos deben ser mínimas para no afectar la potencia de salida y eficiencia de la turbina de gas.

Cuando se diseña un recuperador de calor, debe tenerse en cuenta no alcanzar la temperatura mínima de corrosión (entre 393.15 y 423.15 K), que es cuando se alcanza el punto de rocío del ácido sulfúrico. Esto es, garantizar que todas las superficies en contacto con los gases tengan una temperatura superior al punto de rocío del ácido sulfúrico y, cuando el combustible utilizado está libre de azufre, el límite se determina por el punto de rocío del agua.

Para obtener una máxima utilización del calor contenido en los gases deben existir pequeñas diferencias de temperatura entre los gases a la salida del recuperador y el agua o vapor, lo que provoca que la superficie de intercambio de calor requerida sea grande. Esto trae consigo una caída de presión grande del lado de los gases afectando la potencia de la turbina, a menos que la velocidad del gas sea baja, lo que incrementa nuevamente la superficie de intercambio de calor. Este problema puede solucionarse usando tubos aleteados y de diámetro pequeño.



Capítulo 4

TURBINA DE GAS.

4.1. Selección de la turbina de Gas.

El principal problema en los procesos de recuperación de presión es la forma de obtención del fluido de inyección y el costo del mismo. En este proyecto se propone la utilización del gas existente en el casquete del yacimiento, ya que este consta en su mayor porcentaje de Metano, Propano y Butano; gases cuyo poder calorífico es muy elevado. El gas será utilizado en un proceso de combustión, mediante la implementación de una turbina de gas, la cual producirá los gases de combustión requeridos para mantener la presión en el yacimiento.

En la actualidad las turbinas de gas trabajan con muy buenas eficiencias, además de proporcionar beneficios adicionales como lo son:

- Manejo de grandes volúmenes de masa.
- Elevada energía térmica al final del proceso.
- Buena eficiente en la generación de energía eléctrica.

Estos beneficios son de gran utilidad en la implementación de un método de recuperación de presión, ya que es posible obtener la cantidad de gasto de masa para la inyección y la energía eléctrica suficiente para garantizar la autosuficiencia.



El método de inyección de Nitrógeno operando en la actualidad inyecta un gasto volumétrico de $6.5 \text{ m}^3/\text{s}$. A las condiciones de 10.8 MPa de presión y 308.5 K de temperatura. A continuación se realizan los cálculos necesarios para obtener el gasto másico equivalente al de Cantarell.

Tomando la ecuación de estado para calcular la densidad del Nitrógeno.

$$Pv = mRT$$

Donde

$$\rho = \frac{P}{RT}$$

De Tablas de propiedades del Nitrógeno.

$$R = 0.296 \left[\frac{\text{KJ}}{\text{Kg K}} \right]$$

Sustituyendo:

$$\rho = \left(\frac{10.8 \times 10^3 [\text{KPa}]}{0.296 \left[\frac{\text{KJ}}{\text{Kg K}} \right] 308.5 [\text{K}]} \right) = 118.27 \left[\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right]$$

Calculando el gasto:

$$\dot{m} = \rho v = \left(118.27 \left[\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right] \right) \left(6.5 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right] \right) = 768.76 \left[\frac{\text{Kg}}{\text{s}} \right]$$

Las necesidades en Cantarell son las de inyectar 768.76 Kg/s a una presión de 10.8 MPa. La turbina a seleccionar además de garantizar los gastos de masa, tendrá que cumplir con otras características, como lo son Condiciones favorables de los gases de escape, para la generación de vapor y alta eficiencia, es decir bajo HR (Heat Rate).



HR. (Heat Rate).

El HR [KJ/Kw h] es un concepto experimental que relaciona la cantidad de energía contenida en el combustible y la energía eléctrica entregada por la turbina. Por medio de este factor se puede obtener una medida de la eficiencia, mediante la siguiente expresión:

$$Eficiencia = \frac{3600}{HR} \left[\frac{KJ}{KWh} \right]$$

En el mercado existe una gran variedad de turbinas de gas las cuales pueden satisfacer nuestras necesidades de gasto de gases, pero por razones de flexibilidad del sistema no es conveniente utilizar una sola turbina debido a que en una situación de falla inesperada o de brindarle mantenimiento estaríamos en la necesidad de sacar de operación todo el sistema, lo cual repercutiría en una suspensión en la inyección de los gases de combustión. Por tal motivo se analizara un arreglo de varias turbinas de gas, que en conjunto satisfagan las necesidades de inyección.

La decisión entre uno u otro arreglo, se hará con el propósito de que la salida de operación de una turbina de gas no represente una disminución considerable en el gasto de gases de inyección, para evitar pérdidas de bombeo se considerara un equipo en cada pozo inyector instalado en la actualidad por lo cual el gasto de cada equipo será:

$$\# Equipos = \left[\frac{768.76 \left[\frac{Kg}{s} \right]}{7 Pozos} \right] = 109.82 \left[\frac{Kg/s}{Pozos} \right] = 14.38\%$$

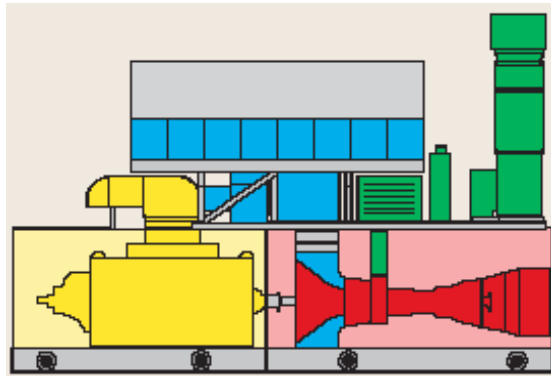
Por facilidad de cálculos se propone que cada equipo represente el 15 % de la producción total, lo que en base a los requerimientos totales de gasto, que cada turbina deberá proporcionar;



$$\dot{m} = (768.76)(0.15) = 115.31 \left[\frac{Kg}{s} \right]$$

En conclusión se propone un arreglo de 7 turbinas entregando cada una por lo menos $115.31 \left[\frac{Kg}{s} \right]$.

4.2. Selección del modelo de la turbina de Gas.



MODELO 60 – Hz Generador.

En la siguiente figura, se muestra una primera selección de las posibles turbinas que cumplen con el tipo de combustible disponible.

Modelo de turbina	Capacidad [kW]	Calor Transferido (HR) [kJ/kWh]	Relación de Compresión	Gasto [kg/s]	Temperatura de los gases a la salida [K]
LM6000PC SPRINT	50080	8916	30.9	134	714
LM6000PC	43417	8549	29.1	127	717
LM6000PD SPRINT	46824	8688	30.7	131	720
LM6000PD	42336	8765	29.3	126	725
LM6000PD(liquid fuel)	40212	8878	28.1	122	731
LM6000PK	30676	9300	23.6	87.1	787
LM2500PV	30463	9069	22.6	84.3	772
LM2500PH	27763	8775	20.2	75.9	770
LM2500PE	22719	9789	19.1	69.4	806

MODELOS DE TURBINAS DE GAS

Modelo de turbina	Capacidad [kW]	Calor Tranferido (HR) [kJ/kWh]	Relación de Compresión	Gasto [kg/s]	Temperatura de los gases a la salida [K]
LM6000PC	43417	8549	29.1	127	717
LM6000PD	42336	8765	29.3	126	725

EQUIPOS QUE CUMPLEN CON EL GASTO DE MASA REQUERIDO

Modelo de turbina	Capacidad [kW]	Calor Tranferido (HR) [kJ/kWh]	Relación de Compresión	Gasto [kg/s]	Temperatura de los gases a la salida [K]
LM6000PC	43417	8549	29.1	127	717

TURBINA SELECCIONADA

Características de la turbina seleccionada.

Se selecciona la turbina LM6000PC, ya que la potencia entregada por esta es mayor, además de tener un HR menor.

4.3. Factores de ajuste a condiciones sitio.

Los datos proporcionados en la ficha técnica de la turbina están dados a condiciones ISO, por lo cual se tendrán que ajustar a las condiciones de temperatura, altura y factor de carga correspondiente a la condición media operativa del equipo.

Las correcciones se realizarán con las siguientes tablas:

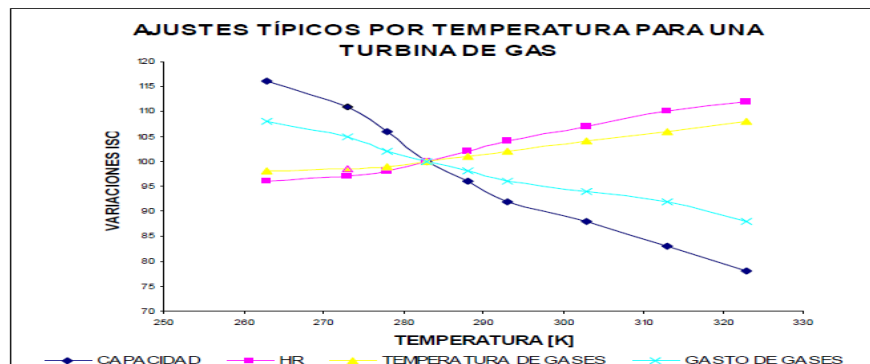


TABLA PARA AJUSTE TÍPICO POR TEMPERATURA DE ADMISIÓN



PARA UNA TURBINA DE GAS.

Factor de Planta	Capacidad	Calor Tranferido (HR)	Gasto Gases	Temperatura de los gases a la salida
[%]	[kW]	[kJ/kWh]	[kg/s]	[K]
10	0.10	3.867	0.991	0.531
20	0.20	2.241	0.992	0.578
30	0.30	1.713	0.993	0.625
40	0.40	1.448	0.994	0.674
50	0.50	1.290	0.995	0.724
60	0.60	1.185	0.996	0.775
70	0.70	1.112	0.997	0.882
80	0.80	1.061	0.998	0.883
90	0.90	1.027	0.999	0.940
100	1.00	1.000	1.000	1.000

TABLA PARA AJUSTE DE TURBINA DE GAS POR FACTOR DE PLANTA

Los datos mostrados en la fila de conversión a sitio en la siguiente tabla son los reales, esperados para la operación del equipo al instalarlo en Cantarell.

Turbina seleccionada: <i>LM6000PC</i>				
	Capacidad [kW]	HR [kJ/kWh]	Gasto [Kg/s]	Temperatura [K]
ISO	43417	8549	127.00	717.15
Factor	0.7826	1.0666	0.9656	0.9291
SITIO	33978	9118	122.63	666.30

FACTORES DE AJUSTE A SITIO

Donde se considera que para Cantarell la ASNM es 0m la temperatura promedio anual es de 301.15 K y un factor de planta medio operativo de 86 %.



4.4. Balance Termodinámico.

En esta sección se describe el ciclo de aire estándar con el cual trabaja la turbina de gas se calcularán las entalpías del aire en cada punto del proceso y las eficiencias correspondientes.

Punto 1.

- Considerando que el aire se toma del medio ambiente se tiene:

$$T_1 = T_{amb} = 28^\circ\text{C} = 301,5 [\text{K}] \quad Patm = 1 [\text{bar}] = 100 [\text{kPa}]$$

De Tablas.

$$H_1 = 300.19 \left[\frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \right]; S_1 = 1.702 \left[\frac{\text{KJ}}{\text{KgK}} \right]$$

Punto 2.

- Suponiendo un proceso de compresión ideal:

$$\left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = r_c \rightarrow T_{2s} = T_1 (r_c)^{\frac{k-1}{k}}$$

Donde:

$$k = \frac{C_p}{C_v} = 1.4 \quad r_c = 29.1$$

Sustituyendo Valores:

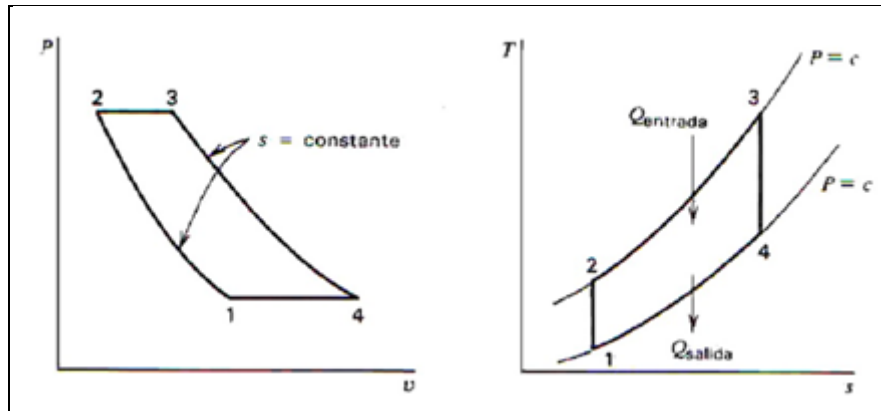
$$T_{2s} = (301.3)(29.1)^{\frac{1.4-1}{1.4}} = 789.85 [\text{K}]$$

Realizando las correcciones para un proceso de compresión adiabático irreversible y una eficiencia del compresor del 85 %.

$$T_2 = T_1 + \frac{1}{\eta_{com}} (T_{2s} - T_1) = 301.5 + \frac{1}{0.85} (789.85 - 301.5) = 876.03 [\text{K}]$$



De tablas.



DIAGRAMAS PRESION – VOLUMEN Y TEMPERATURA - ENTROPIA

$$H_2 = 906.12 \left[\frac{KJ}{Kg} \right] ; S_2 = 2.8183 \left[\frac{KJ}{KgK} \right]$$

Punto 3.

Se requiere saber la cantidad de calor que proporciona el combustible en la cámara de combustión para lo cual es necesario utilizar el concepto de H R mediante la siguiente expresión;

$$\eta = \frac{3600}{HR} \times 100$$

Para calcular esta eficiencia utilizamos el HR en sitio:

$$\eta = \frac{3600}{9118} \times 100 = 39.48\%$$

Con esta eficiencia el calor suministrado será:

$$Q_s = \frac{\text{Capacidad sitio}}{\eta} = \frac{33978}{0.3948} = 86063 [KW]$$

Se sabe:

$$Q_s = \bar{PCI} \times \dot{m}_{comb}$$

Para calcular el poder calorífico interior del gas tenemos:

$$\bar{PCI} = \sum P_j X_j$$

Donde:

\bar{PCI} = Poder calorífico inferior promedio

P_j = Poder calorífico inferior

X_j = Fracción en masa

De esta manera se tiene:

GAS	Fracción	PCI [kJ/kg]
CH ₄	0.4867	50039
C ₂ H ₆	0.1008	47511
C ₃ H ₈	0.0496	46377
C ₄ H ₁₀	0.0158	49947
iC ₄ H ₁₀	0.0060	49947
C ₅ H ₁₂	0.0052	45376
iC ₅ H ₁₂	0.0043	45376
C ₈ H ₁₄	0.0068	45125
Poder Calorífico inferior promedio		33270

PODER CALORIFICO INFERIOR DEL GAS EXISTENTE

$$\therefore \bar{PCI} = 33270 \left[\frac{KJ}{Kg} \right]$$

Conociendo el calor suministrado y el poder calorífico se obtiene el gasto de combustible:

$$Q_s = \bar{PCI} \times \dot{m}_{comb} \rightarrow \dot{m}_{comb} = \frac{Q_s}{\bar{PCI}}$$

Sustituyendo valores



$$\dot{m}_{comb} = \frac{86063}{33270} = 2.58 \left[\frac{Kg}{s} \right]$$

Sabiendo:

$$Q_s = \dot{m}_T C_P (T_3 - T_2) \rightarrow T_3 = \frac{Q_s}{\dot{m}_T C_P} + T_2$$

Donde:

$$\dot{m}_T = \dot{m}_{comb} + \dot{m}_{aire} = 122.6 \left[\frac{Kg}{s} \right]; C_P = 1.13 \left[\frac{KJ}{KgK} \right]$$

Sustituyendo Valores:

$$T_3 = \frac{86063[KW]}{\left(122.63 \left[\frac{Kg}{s} \right] \right) \left(1.13 \left[\frac{KJ}{KgK} \right] \right)} = 876.03[K] = 1497.10[K]$$

De Tablas:

$$\eta_3 = 1635.95 \left[\frac{KJ}{Kg} \right]; S_3 = 3.4452 \left[\frac{KJ}{KgK} \right]$$

Punto 4.

Considerando un proceso de expansión isentrópica ideal:

$$T_{4s} = \frac{T_3}{r_c^{\frac{k-1}{k}}} = \frac{1497.10}{29.1^{\frac{1.4-1}{1.4}}} = 571.47[K]$$

Realizando la corrección para un proceso adiabático irreversible y suponiendo una eficiencia de la turbina del 90 %.

$$T_4 = T_3 - \eta_T (T_3 - T_{4s}) = 1497.10[K] - 0.9(1497.10[K] - 571.47[K]) = 664.03[K]$$

De tablas

$$h_4 = 686.13 \left[\frac{KJ}{Kg} \right]; S_4 = 2.5342 \left[\frac{KJ}{KgK} \right]$$



4.5. Balance Exergético.

Los fundamentos del concepto de exergía se ponen de manifiesto al definir el Segundo Principio de la Termodinámica y las Leyes del Equilibrio de las transformaciones reales, al existir la posibilidad de poder generar un trabajo cuando dos sistemas en distintos estados térmicos, se ponen en contacto.

Si uno de ellos es un sistema ideal (medio ambiente) y el otro es un sistema cerrado, la exergía es el trabajo teórico máximo que se puede obtener de su mutua interacción hasta alcanzar el estado de equilibrio.

Dependiendo el valor numérico de la exergía en los diferentes estados del sistema cerrado considerado y del medio ambiente. Esta se puede destruir a causa de las irreversibilidades y también se puede transferir hacia o desde un sistema; el uso eficiente de los recursos energéticos va asociado a la destrucción y pérdida de exergía en los sistemas, siendo el objetivo del análisis exergético el cuantificar e identificar éstas causas.

La exergía es, por lo tanto, el trabajo teórico máximo que se puede obtener cuando el sistema cerrado evoluciona desde un estado inicial dado hasta su estado muerto, interaccionando sólo con el medio ambiente. Se calcula de manera práctica de la siguiente manera:

Exergía para un flujo de materia

$$b = (h - h_0) - T_0(s - S_0)$$

Exergía para un flujo de calor

$$b = q \left(1 - \frac{T_0}{T} \right)$$



Estado muerto: Si el estado de una cantidad constante de materia que constituye el sistema cerrado, es diferente al del medio ambiente, existe la posibilidad de generar un trabajo. Sin embargo, a medida que el sistema va evolucionando hacia el equilibrio con el medio ambiente, dicha posibilidad disminuye desapareciendo por completo cuando se alcanza el equilibrio termodinámico; a este estado particular del sistema se le denomina *estado muerto*, y el sistema cerrado se encuentra en reposo con relación al medio ambiente a su temperatura T_0 y presión P_0 .

Cálculo de exergía para los diferentes puntos de la turbina de gas, consideraremos el estado muerto las condiciones de entrada de la turbina.

En el proceso de compresión solo se tiene un flujo de materia por lo cual la exergía en el punto 2 es:

$$b_2 = (906.12 - 300.19) - 301.5(2.8183 - 1.7020) = 269.37 \left[\frac{KJ}{Kg} \right]$$

Para el punto 3 se tiene una adición de calor por lo cual el cálculo de exergía para este punto es:

$$q = (h_3 - h_2) = 1635.95 - 906.12 = 729.83 \left[\frac{KJ}{Kg} \right]$$

$$b_3 = 729.83 \left(1 - \frac{301.5}{1497.63} \right) = 582.9 \left[\frac{KJ}{Kg} \right]$$

En el punto 4 existe una expansión en la turbina por lo cual solo hay un flujo de materia y su exergía queda de la siguiente manera:

$$b_4 = (686.13 - 300.19) - 301.5(2.5342 - 1.702) = 135.03 \left[\frac{KJ}{Kg} \right]$$

La energía neta utilizable en cada punto se obtiene dividiendo la exergía entre el incremento de entalpía con respecto a el estado muerto.



$$\frac{b_2}{\Delta h_0} = \frac{269.36}{906.12 - 300.19} = 0.44454$$

$$\frac{b_3}{\Delta h_0} = \frac{582.9}{1635.95 - 300.19} = 0.43638$$

$$\frac{b_4}{\Delta h_0} = \frac{135.03}{686.13 - 300.19} = 0.34979$$

El trabajo máximo que se puede obtener por unidad de masa será:

$$\Delta b_{4-3} = 582.9 - 135.03 = 447.87 \left[\frac{KJ}{Kg} \right]$$



Capítulo 5

COMBUSTIÓN.

En este capítulo se realizará el análisis termodinámico del proceso de combustión, estudiando las reacciones químicas que se tienen en la cámara de combustión de la turbina de gas, ya que estos datos son importantes para poder predecir la cantidad de oxígeno que se tendrá a la salida de la turbina, y poder estimar la cantidad de combustible que se oxidaran en el poscombustor.

Combustión.

Es la transformación de energía química a energía térmica mediante la oxidación de los componentes del combustible. Esta transformación se describe por medio de una ecuación de reacción global, durante este proceso la masa permanece constante por lo cual se aplica la ley de la conservación de la masa.

Aire teórico para la combustión de Gas.

El aire teórico es la cantidad exacta necesaria de aire que permite contar con oxígeno suficiente para la combustión completa. En realidad, con esta cantidad de aire no es posible oxidar todo el combustible, ya que la probabilidad de que cada molécula de combustible encuentre la cantidad exacta de moléculas de oxígeno, es mínima y se sabe que el tiempo en el cual ocurre esta reacción es muy poco, por lo cual para garantizar la combustión completa se necesita suministrar un exceso de aire, el cual aumenta la probabilidad de que las moléculas de combustible se oxiden



completamente.

	Elemento	Fracción masa	Moles	Fracción volumetrica	M
AIRE	O2	0,233	1	0,21	32
	N2	0,767	3,76	0,79	28
	Suma	1	5	1	29

PORCENTAJE EN MASA Y FRAACION VOLUMETRICA DEL O₂ Y DEL N₂ EN EL AIRE

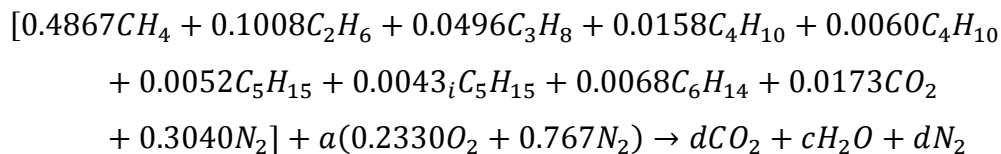
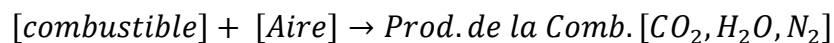
5.1. Balance Estequiométrico.

Para realizar este balance se hará en fracción masa de todos los componentes, cabe señalar que el combustible lo tenemos en fracciones de masa por lo cual se calcularán las fracciones de masa del aire a partir de los porcentajes de volumen del oxígeno y del nitrógeno, así como de la masa molar de cada uno de los elementos respectivamente.

$$\text{Fracción Masa} = \frac{(\text{Fracción Volumetrica})_i (\text{Moles})_i}{\sum (\text{Fracción Volumetrica})_i (\text{Moles})_i}$$

De esta manera tenemos los porcentajes de masa del oxígeno y del nitrógeno contenidos en el aire, como se ilustra en la tabla del subtema anterior.

Ahora bien, la ecuación para hacer el balance estequiométrico queda de la siguiente manera:



Para hallar los valores correspondientes para cada uno de los productos, se hace uso de las siguientes ecuaciones de balance

C:

$$b = 0.4867 + 2(0.1008) + 3(0.0496) + 4(0.0158 + 0.0060) + 5(0.0052 + 0.0043) + 6(0.0068) + 0.0173$$



$$b = 1.0299$$

H:

$$2C = 4(0.4867) + 6(0.1008) + 8(0.0496) + 10(0.0158 + 0.0060) \\ + 12(0.0052 + 0.0043) + 14(0.0068)$$

$$C = 1.6878$$

O:

$$2(0.0173) + 2(0.2331)a = 2d$$

$$a = \frac{2b + c - 0.0346}{0.4662}$$

N:

$$2(0.3040) + 2(0.7670)a = 2d$$

$$d = \frac{0.6080 + 1.5340a}{2}$$

Sustituyendo los valores correspondientes para cada ecuación tenemos

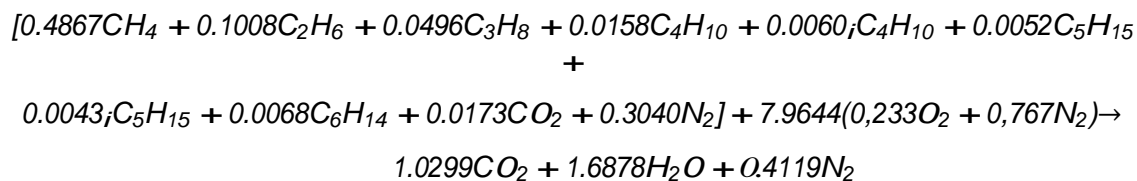
$$a = 7.9644$$

$$b = 1.0299$$

$$c = 1.6878$$

$$d = 6.4119$$

Reacción química balanceada.



Relación aire/combustible.

$$r_{tA/c} = 7.9644(0.233 + 0.767) = 7.9644 \left[\frac{Kg_{aire}}{Kg_{comb}} \right]$$

5.1.1. Temperatura de flama adiabática.

Cuando se quema un combustible, se desprende una cantidad considerable de energía. Parte de esa energía se transfiere como calor a través de las paredes del reactor, y el resto eleva la temperatura de los productos de reacción. Cuanto menos calor se transfiera, mayor es la temperatura de los productos. Si el reactor es adiabático, se puede alcanzar el mayor valor de temperatura posible. Esta temperatura se conoce como temperatura de llama adiabática o temperatura de llama teórica.

El cálculo de la temperatura de llama adiabática sigue el procedimiento general de los balances de energía dependen de la proporción combustible-aire en la mezcla.

$$H_P = H_R$$

$$\sum_P n_P (h_f^\circ + \Delta h)_P = \sum_R n_R (h_f^\circ \Delta h)_R$$

Las entalpías de formación de los diferentes elementos que contiene el gas y los de los productos están registrados en las siguientes tablas:



REACTIVOS		
Formula	masa	Entalpia de formacion
CH4	0.4867	-74917
C2H6	0.1008	-84718
C3H8	0.0496	-103909
C4H10	0.0158	-126223
iC4H10	0.0060	-126223
C5H12	0.0052	-126223
iC5H12	0.0043	-126223
C6H14	0.0068	-126223
CO2	0.0173	0
N2	0.3040	0

ENTALPIAS DE FORMACION PARA LOS COMPONENTES DEL GAS

PRODUCTOS		
Formula	masa	Entalpia de referencia
CO2	1.0299	-393757
H2O	1.6878	-241971
N2	6.4119	0

ENTALPIAS DE REFERENCIAS PARA LOS PRODUCTOS DE LA COMBUSTION

Sustituyendo en la ecuación de temperatura de flama adiabática.

$$\begin{aligned}
 HP = & (0.4867) (-74917) + (0.1008) (-84718) + (0.0496) (-103909) + (0.0158) \\
 & (-126223) + (0.0060) (-123223) + (0.0052) (-123223) + (0.0043) (-123223) \\
 & + (0.0068) (-123223)
 \end{aligned}$$

$$HP = - 54897,761$$



$$H_R = 1.0299_{CO_2}(-393757 + \Delta h) + 1.6878_{H_2O}(-241971 + \Delta h) + 6.4119(0 + \Delta h)$$

Para encontrar la temperatura se realizaron varias iteraciones, de las cuales se concluye que para que la igualdad de la ecuación anterior se cumpla el valor de las entalpías corresponde a una temperatura de 2473 [K] .

En realidad no se alcanzará esta temperatura por las siguientes razones:

- Combustión incompleta.
- El exceso de aire diluye los productos
- Disociación de productos a altas temperaturas (reacciones de disociación endotérmicas).

5.2. Exceso de Aire para la combustión de Gas.

En las turbinas de gas el exceso de aire es esencial ya que esto favorece una disminución en la temperatura de los productos de la combustión manteniéndolos en los límites metalúrgicos. Del primer capítulo se sabe que en la salida de la turbina de gas se tiene un flujo másico de 122.6 [Kg/s] de los cuales 2.6 [Kg/s] son de combustible, por lo que tenemos 120 [Kg/s] de aire.

Relación real aire/Combustible.

$$r_{RA/C} = \left(\frac{120}{2.6} \right) = 46.4 \left[\frac{Kg_{aire}}{Kg_{comb}} \right]$$

En conclusión por cada 1 kg de gas aplicamos 46.4 kg de aire.

Exceso de aire.

Es la cantidad en exceso del aire que alimenta la combustión con respecto



al aire teórico. El porcentaje de aire (atmosférico) en exceso se define como:

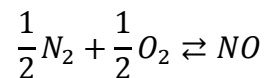
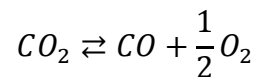
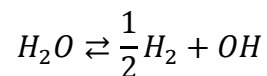
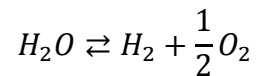
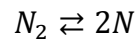
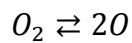
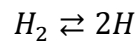
$$e = \frac{(Kg_{aire})_r - (Kg_{aire})_t}{(Kg_{aire})_t} (100)$$

por lo cual con las condiciones de la turbina se tiene:

$$e = \frac{46.4 - 7.9644}{7.9644} (100) = 482\%$$

5.2.1. Disociación.

Las principales reacciones de disociación que se encuentran presentes en los procesos de combustión son:

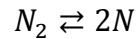
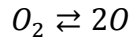
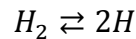


Las cuales dependen en gran medida de la Temperatura de Flama Adiabática (TFA) del proceso. Ya que al incrementar la TFA se hacen más evidentes los efectos de la disociación.

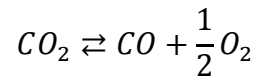
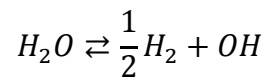
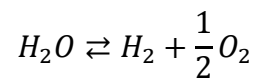
En este proceso, la TFA con la que se lleva a cabo la combustión implica



que no existen reacciones de disociación según las siguientes ecuaciones:



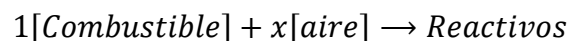
Para los casos de las reacciones de disociación de las ecuaciones;

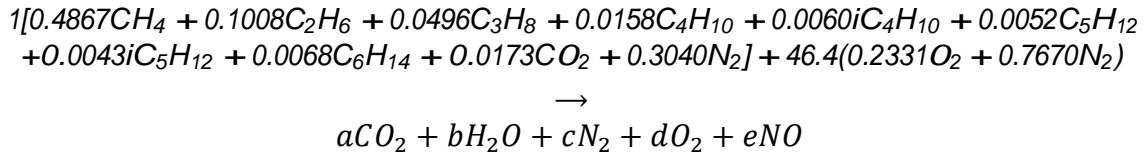


Se tiene que, al suministrar una fracción muy pequeña de combustible por cada fracción de aire se considera que la mayor parte de ésta fracción de Carbono (C) del combustible se oxida en CO₂ siendo de esta manera prácticamente nula la existencia de CO, lo mismo ocurre con la fracción de Hidrógeno (H) contenido en el combustible, el cual se considera que reacciona casi en su totalidad en H₂O, dejando una fracción sumamente pequeña para la formación de H₂ y OH. Por lo que no se considerarán las ecuaciones de disociación que involucren estas reacciones.

Los anteriores criterios se tomaron en cuenta según los valores de K_T para la TFA correspondiente, donde estos son demasiado pequeños como para ser considerados.

Analizando la cámara de combustión de la Turbina de Gas tenemos la siguiente reacción de combustión:





Para hallar los valores correspondientes para cada uno de los productos, se hace uso de las siguientes ecuaciones de balance

C:

$$a = 0.4867 + 2(0.1008) + 3(0.0496) + 4(0.0158 + 0.0060) + 5(0.0052 + 0.0043) + 6(0.0068) + 0.0173$$

$$a = 1.0299$$

H:

$$2b = 4(0.4867) + 6(0.1008) + 8(0.0496) + 10(0.0158 + 0.0060) + 12(0.0052 + 0.0043) + 14(0.0068)$$

$$b = 1.6878$$

O:

$$2(0.0173) + 2(0.2331)(46.4) = 2a + b + 2b + e$$

$$2d + e = 17.9028$$

N:

$$2(0.3040) + 2(0.7670)(46.4) = 2c + e$$

$$2c + e = 71.7240$$

Además de la reacción de disociación del NO, que es $\frac{1}{2}N_2 + \frac{1}{2}O_2 \rightleftharpoons NO$, donde

$$\ln K_{T_{NO}} = -2.7673 [K]$$

$$\ln K_T = \ln \frac{y_{NO}}{y_{N_2}^{1/2} y_{O_2}^{1/2}};$$



$$y_{NO} = \frac{e}{n_T}$$

$$y_{N_2} = \frac{c}{n_T}$$

$$y_{O_2} = \frac{d}{n_T}$$

$$n_T = a + b + c + d + e$$

Sustituyendo y despejando de la ec. De disociación se tiene:

$$\ln K_T = \ln \frac{\frac{e}{n_T}}{\left(\frac{cd}{n_T * n_T}\right)^{1/2}}$$

$$K_T = \frac{e}{(cd)^{1/2}} = 0.0632$$

$$e^2 = 0.0632^2 cd$$

Para resolver la anterior ecuación se despejarán las variables c y d de las ecuaciones de balance del nitrógeno y del oxígeno respectivamente, para después sustituirlas en la ecuación, es decir:

O:

$$d = \frac{1}{2}(17.9028 - e)$$

N:

$$c = \frac{1}{2}(71.7240 - e)$$

entonces

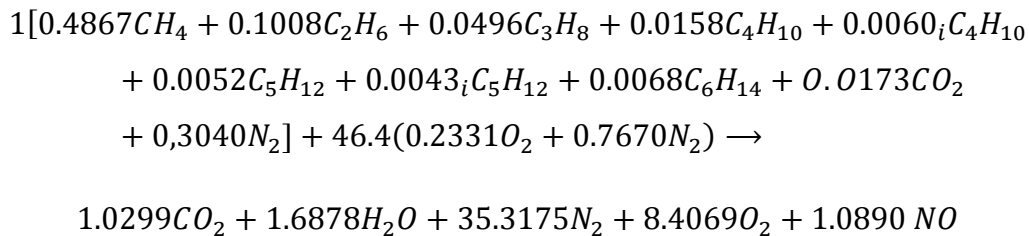
$$e^2 = \frac{0.0632^2}{4} [(17.9028 - e)(71.7240 - e)]$$



$$0.9999e^2 + 0.0895e - 1.2822 = 0$$

$$e = 1.0890$$

Los valores resultantes de los productos en la cámara de combustión por cada kilogramo de combustible en la Turbina de Gas son:



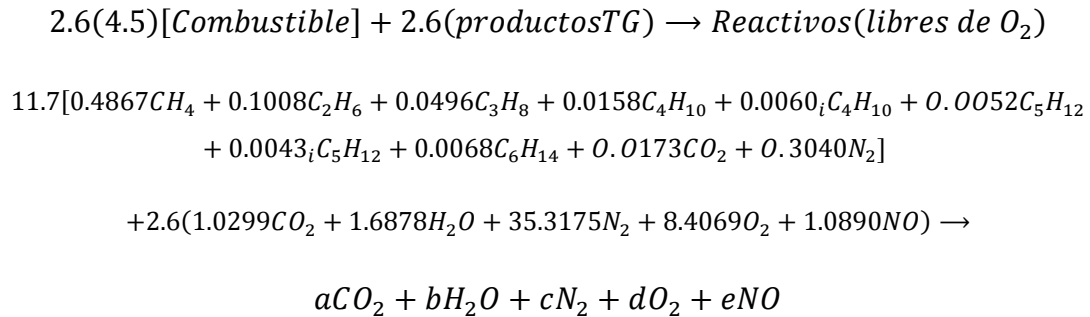
De lo anterior se hace notar que por cada kilogramo de combustible quemado en la cámara de combustión de la turbina de gas se formarán 8.41 kilogramos de oxígeno (O_2) libres a la salida, este oxígeno se puede utilizar como detonante o iniciador de la combustión en quemadores de postcombustion, los cuales pueden alcanzar altas temperaturas, con lo cual se logra un aumento en la producción de vapor, por lo que, este oxígeno libre tendrá que reaccionar con una fracción de combustible en un poscombustor tal que los productos de esta nueva combustión queden exentos de la presencia de oxígeno libre. Por lo que se realizará un nuevo cálculo de una reacción de combustión según la relación aire/combustible estequiométrica anteriormente calculada, donde la cantidad presente de oxígeno libre por unidad de masa es de un 0.233 %.

$$\frac{Kg_{O_2}}{Kg_{combustible}} = r \frac{a}{c_{ideal}} (\%masa) = 7.964(0.233) = 1.8556 \left[\frac{Kg_{O_2}}{Kg_{combustible}} \right]$$

$$m_{combustible} = \frac{8.41Kg_{O_2}}{1.8556 \left[\frac{Kg_{O_2}}{Kg_{Comb}} \right]} = 5.4Kg_{Combustible}$$

Es decir, hay que suministrar 4.5 kg de combustible en el poscombustor por cada kilogramo quemado en la cámara de combustión de la Turbina de Gas aproximadamente para lograr eliminar la presencia del oxígeno libre.





Ecuaciones de balance:

C:

$$a = 11.7[0.4867 + 2(0.1008) + 3(0.0496) + 4(0.0158 + 0.0060)$$

$$+ 5(0.0052 + 0.0043) + 6(0.0068) + 0.0173] + 2.6(1.0299)$$

$$a = 14.7276$$

H:

$$2b = 11.7[4(0.4867) + 6(0.1008) + 8(0.0496) + 10(0.0158 + 0.0060)$$

$$+ 12(0.0052 + 0.0043) + 14(0.0068)] + 2.6[2(1.6878)]$$

$$b = 24.1355$$

O:

$$2a + b + 2b + e = 11.7[2(0.0173)] + 2.6[2(1.0299) + 1.6878 + 2(2.4069) + 1.0890]$$

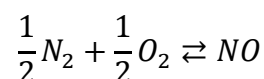
$$2d + e = 3.1052$$

N:

$$11.7[2(0.3040) + 2.6[2(35.3175) + 1.0890]] = 2c + e$$

$$2c + e = 193.5960$$

Reacción de disociación del NO



$$\ln K_{T_{NO}} = -3.0190 + 2473 [K]$$

$$\ln K_T = \ln \frac{y_{NO}}{y_{N_2}^{1/2} * y_{O_2}^{1/2}}$$

$$K_T = \frac{e}{(c * d)^{1/2}} = 0.0632$$

$$e^2 = 0.0632^2 cd$$

Despejando c y d de las ecuaciones de balance del nitrógeno y del oxígeno respectivamente, se tiene:

$$O: \quad d = \frac{1}{2}(3.1052 - e)$$

$$N: \quad c = \frac{1}{2}(193.5960 - e)$$

Y sustituyéndolas en la ecuación de disociación del NO resultante:

$$e^2 = \frac{0.0632^2}{4} [(3.1052 - e)(193.5960 - e)]$$

$$0.999e^2 + 0.1964e - 0.6003 = 0$$

$$e = 0.6831$$

Los valores resultantes de los productos en el Poscombustor son:

$$11.7[0.4867CH_4 + 0.1008C_2H_6 + 0.0496C_3H_8 + 0.0158C_4H_{10} + 0.0060iC_4H_{10} + 0.0052C_5H_{12} \\ + 0.0043iC_5H_{12} + 0.0068C_6H_{14} + 0.0173CO_2 + 0.3040N_2] +$$

$$2.6(1.0299CO_2 + 1.6878H_2O + 35.3175N_2 + 8.4069O_2 + 1.0890NO) \rightarrow$$

$$14.7276CO_2 + 24.1355H_2O + 96.4565N_2 + 1.2111O_2 + 0.6831NO$$

En la siguiente tabla se muestran los porcentajes de los gases de escape del poscombustor a la salida de éste, según el balance de la ecuación anterior

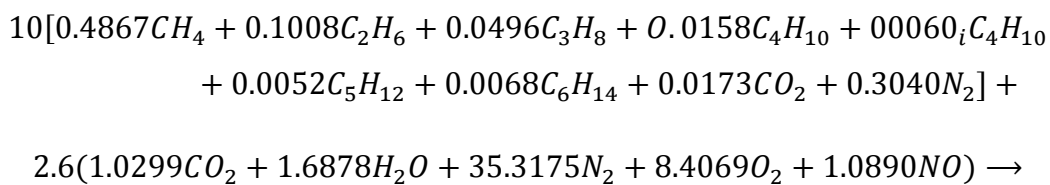


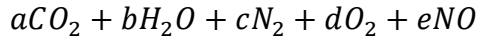
Gases de salida	Porcentaje
CO ₂	10.73
H ₂ O	17.59
N ₂	70.30
O ₂	0.88
NO	0.50

El cálculo anterior sólo representa una idealización del proceso de combustión, pues la relación aire/combustible, estequiométrica no garantiza que todas las moléculas del combustible estén en contacto con las moléculas del oxígeno libre el tiempo suficiente como para que éstas reaccionen, resultando a la salida del poscombustor la presencia del oxígeno que no reaccionó además de la presencia de Hidrocarburos, los cuales resultan peligrosos para la etapa de compresión a la que serán sometidos, de lo anterior cabe señalar que una relación aire/combustible mayor a la estequiométrica implicaría una mayor presencia de oxígeno libre en el poscombustor y a la salida de éste.

Por lo anterior, los cálculos consecuentes para eliminar o minimizar la cantidad de oxígeno libre se realizarán con una cantidad menor a 4.5 kg de combustible en el poscombustor por cada kilogramo quemado en la turbina de gas, pues se priorizará la no existencia de Hidrocarburos en la etapa de compresión sobre la relativa baja proporción de oxígeno en la etapa de reinyección de gases al yacimiento.

Por lo tanto, en el poscombustor sólo se quemarán 10 kg de combustible, permitiendo del 3 al 6% de oxígeno libre en los gases de salida. Además se analizará la cantidad de energía transmitida a los gases.





Ecuaciones de balance:

C:

$$a = 10[0.4867 + 2(0.1008) + 3(0.0496) + 4(0.0158 + 0.0060) + 5(0.0052 + 0.0043) + 6(0.0068) + 0.0173] + 2.6(1.0299)$$

$$a = 12.9767$$

H:

$$2b = 10[4(0.4867) + 6(0.1008) + 8(0.0496) + 10(0.0158 + 0.0060) + 12(0.0052 + 0.0043) + 14(0.0068)] + 2.6[2(1.6878)]$$

$$b = 21.2663$$

O:

$$10[2(0.0173)] + 2.6[2(1.0299) + 1.6878 + 2(8.4069) + 1.0890] = 2a + b + 2d + e$$

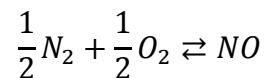
$$2b + e = 92.5624$$

N:

$$10[2(0.3040)] + 2.6[2(35.3175) + 1.0890] = 2c + e$$

$$2c + e = 192.5624$$

Reacción de disociación del NO:



$$\ln K_{TNO} = -3.0190 - \frac{2473}{T} [K]$$

$$\ln K_T = \ln \frac{y_{NO}}{y_{N_2}^{1/2} * y_{O_2}^{1/2}}$$



$$K_T = \frac{e}{(c * d)^{1/2}} = 0.0632$$

$$e^2 = 0.0632^2 cd$$

Despejando c y d de las ecuaciones de balance del nitrógeno y del oxígeno respectivamente, se tiene:

$$O: \quad d = \frac{1}{2}(9.4173 - e)$$

$$N: \quad c = \frac{1}{2}(192.5624 - e)$$

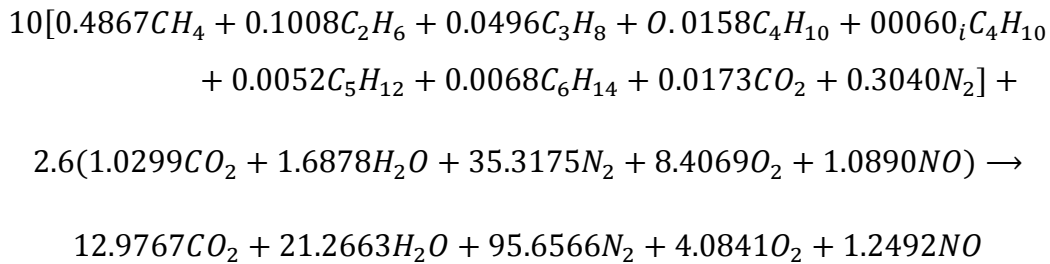
Y sustituyéndolas en la ecuación de disociación del NO resultante:

$$e^2 = [(9.4173 - e)(192.5624 - e)]$$

$$0.999e^2 + 0.202e - 1.811 = 0$$

$$e = 1.2482$$

Los valores resultantes de los productos en el poscombustor son:



En la siguiente tabla se muestran los porcentajes de los gases a la salida del poscombustor, de acuerdo con el balance de la ecuación anterior.

Gases de salida	porcentaje
CO ₂	9,60
H ₂ O	15,63
N ₂	70,73
O ₂	3,02



Ahora se calculara la cantidad de energía que se liberaría al quemar los 10 kg/s de combustible en los gases y así poder obtener la nueva temperatura de este a la salida del poscombustor.

$$\dot{Q}_s = [(\dot{m}_{gases})(PCI)(\eta_{combustor})] = \left(10 \left[\frac{Kg}{s}\right]\right) \left(33270 \left[\frac{KJ}{Kg}\right]\right) 0.9 = 299430 [KW]$$

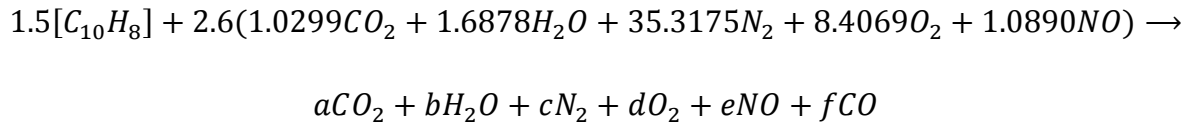
$$T_{salida PC} = \frac{\dot{Q}_s}{\dot{m}_{gases} C_{p_{gases}}} + T_{salida TG} = \frac{299430 \left[\frac{KJ}{s}\right]}{122.6 \left[\frac{Kg}{s}\right] 1.13 \left[\frac{KJ}{KgK}\right]} + 666.30 [K]$$

$$= 2827.65 [K]$$

Del cálculo anterior se obtiene la nueva temperatura que tendrán los gases a la salida del poscombustor, esta temperatura es muy elevada y por la tanto sale de los límites permisibles en equipos de transformación de energía (calderas de recuperación), esta temperatura se puede modificar si se disminuye la cantidad de gas quemado, pero con esto se tendría una mayor cantidad de oxígeno a la salida, y eso no es deseable.

Para poder quemar una menor cantidad de combustible y al mismo tiempo obtener en los productos cantidades pequeñas de oxígeno libre, se tiene que utilizar un combustible que contenga una mayor cantidad de carbono, ya que el gas con el que se cuenta tiene muy poco. Analizando otros tipos de combustibles se puede considerar como una opción al Naftaleno, ya que este combustible tiene un poder calorífico aceptable y posee una mayor cantidad de carbono en su molécula (C8 H10), se analizo el proceso de combustión para este combustible y después de varias iteraciones en la memoria de cálculo, y se obtuvo que la cantidad de Naftaleno que se necesita para minimizar el porcentaje de oxígeno a los límites establecidos es de 1.5 kg/s, a continuación se presentan los cálculos; Con esta cantidad de combustible, se considero la disociación del CO2 además de la del NO, debido al mayor contenido de carbono y la temperatura flama adiabática a la cual se lleva a cabo la reacción.





Ecuaciones de balance

$$C: 1.5(10) + 2.6(1.0299) = a + f$$

$$a + f = 17.6777$$

$$H: 1.5(8) + 2.6[2(1.6878)] = 2b$$

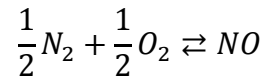
$$b = 10.3883$$

$$O: 2.6[2(1.0299) + 1.6878 + 2(8.4069) + 1.0890] = 2a + b + 2d + e + f$$

$$a + 2b + e = 28.2249$$

$$N: 2.6[2(35.3175) + 1.0890] = 2c + e$$

Reacción de disociación del NO:



$$\ln K_{TNO} = -3.0190 \quad a \quad 2473 [K]$$

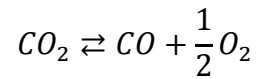
$$\ln K_T = \ln \frac{y_{NO}}{y_{N_2}^{1/2} * y_{O_2}^{1/2}}$$

$$K_T = \frac{e}{(c * d)^{1/2}} = 0.0632$$

$$e^2 = 0.0632^2 cd$$

Reacción de disociación del CO2:





$$\ln K_{T_{CO_2}} = -3.4794 - \frac{2473}{T} [K]$$

$$\ln K_T = \ln \frac{y_{CO} y_{O_2}^{1/2}}{y_{CO_2}}$$

$$y_{CO} = \frac{f}{n_T}$$

$$y_{O_2} = \frac{d}{n_T}$$

$$y_{CO_2} = \frac{a}{n_T}$$

$$n_T = a + b + c + d + e + f$$

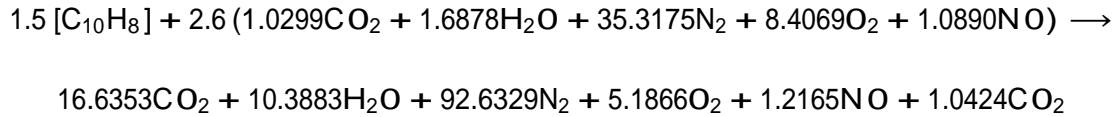
$$\ln K_T = \ln \frac{\frac{f}{n_T} \left(\frac{d}{n_T}\right)^{1/2}}{\frac{a}{n_T}} = -3.4794$$

$$\frac{f}{a} \left(\frac{d}{n_T}\right)^{1/2} = 0.0308$$

El anterior sistema de ecuaciones se resuelve poniendo en términos de "e" todas las variables, y sustituyéndolas finalmente en la ecuación de disociación del CO₂, de esta manera el primer valor que se puede hallar es el valor de "e" con este se puede recurrir a las ecuaciones de balance para cada componente e ir sustituyendo las variables respectivas.

Los valores resultantes de los productos en el poscombustor utilizando solo 1.5 kg/s de naftaleno por segundo son:





Los porcentajes de la reacción anterior se muestran en la siguiente tabla:

Gases de salida	porcentaje
CO ₂	13,09
H ₂ O	8,17
N ₂	72,88
O ₂	4,08
NO	0,96
CO	0,82

Por lo cual, para que todo el oxígeno reaccione se tendrían que quemar una cantidad mayor a 1.5 kg/s de Naftaleno (estequiométricamente). Pero como se sabe que en realidad resulta muy poco probable que esto suceda, se fijará como aceptable a la salida del poscombustor de un 3 a un 6% de oxígeno libre contenidos en los gases, por lo cual la cantidad de Naftaleno a quemar permanece en 1.5 kg/s.

A continuación se analizará la energía que se cedería a los gases quemando los 1.5 kg/s de Naftaleno y la temperatura de los gases a la salida del poscombustor.

$$\dot{Q}_s = [(\dot{m}_{gases})(PCI)(\eta_{combustor})] = \left(1.5 \left[\frac{Kg}{s}\right]\right) \left(38235 \left[\frac{KJ}{Kg}\right]\right) 0.9 = 51617[KW]$$

$$T_{salida PC} = \frac{\dot{Q}_s}{\dot{m}_{gases} C_{p_{gases}}} + T_{salida TG} = \frac{51617 \left[\frac{KJ}{s}\right]}{122.6 \left[\frac{Kg}{s}\right] 1.13 \left[\frac{KJ}{KgK}\right]} + 666.30[K]$$

$$= 1038.88 [K]$$



Otra ventaja que se obtiene de este combustible es que la temperatura de los gases no es muy alta y se puede aprovechar de manera más eficiente en la generación de vapor.



Capítulo 6

CALDERA DE RECUPERACIÓN DE CALOR Y TURBINA DE VAPOR.

Hasta el capítulo anterior se desarrollaron las ecuaciones y balances de masa que tienen lugar en el proceso de combustión, esto con el propósito de predecir la cantidad de oxígeno libre a la salida de la turbina de gas y calcular la cantidad de combustible a quemar en el poscombustor. Se propone implementar un "Recuperador de Calor" con el fin de utilizar la energía contenida en los gases de salida del poscombustor en la generación de vapor el cual se utilizara para trabajar la turbina de un ciclo Rankine. Se propusieron varias configuraciones pero solo se describirán las consideraciones que se tomaron en cuenta para describir el ciclo que al final de varias iteraciones en la memoria de cálculo, se tomo como la opción más viable por rendimiento y eficiencia de transformación de la energía.

6.1. Caldera de recuperación de calor.

Los recuperadores de calor son intercambiadores que transfieren la energía contenida en los gases a un fluido de trabajo generalmente agua, con el fin de producir vapor a unas condiciones de Presión y Temperatura determinadas para algún proceso. Los intercambiadores de calor que utilizan los gases de escape de



una Turbina de Gas trabajan con un caudal de gases que es unas cinco veces superior al normal en un intercambiador convencional de igual potencia.

En el diseño de una caldera de recuperación, es fundamental elegir bien la cantidad de calor que conviene recuperar de los gases. Esta cantidad de calor depende fundamentalmente del denominado "Pinch Point", esto es, de la diferencia entre la temperatura de saturación del vapor y la de los gases a la salida del generador.

Cuanto más pequeño es su valor, mayor tiene que ser la superficie de intercambio de calor, por lo tanto, el peso y costo de la caldera se incrementan considerablemente. Por el contrario, un "Pinch Point" alto implica que debe de ser mayor la eficacia del conjunto sobrecalentador - evaporador dando lugar a una mayor cantidad de calor recuperado y como consecuencia altos costos de operación, mientras que el ahorro en costo de la caldera no es representativo. Generalmente, este valor está comprendido entre 283.15 y 288.15 [K].

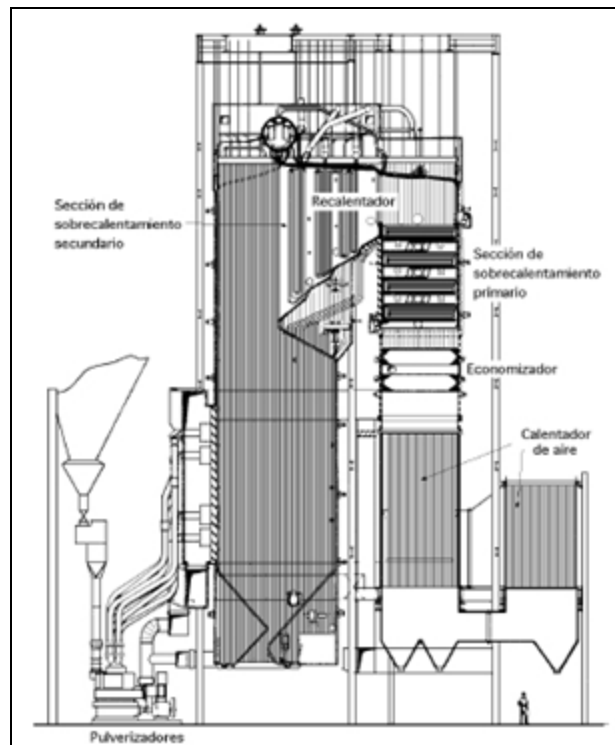
Otro importante parámetro que afecta a la cantidad de calor que se recupera de los gases es el denominado "Approach Point" que es la diferencia entre la temperatura de saturación y la temperatura del agua a la salida del economizador. Requiere una selección muy cuidadosa, para optimizar la eficiencia global de la caldera, conseguir una operación económica a carga nominal y al mismo tiempo garantizar que cuando opere a baja carga no haya vaporización en el economizador.

Debe también tenerse presente la temperatura del agua de alimentación, hay que asegurarse de que la temperatura de los tubos en la parte fría, no estén por debajo del punto de rocío de los gases a la salida de la caldera para evitar así condensaciones que puedan provocar corrosión en la chimenea. La temperatura mínima depende del contenido de azufre en el combustible utilizado en la turbina y en el Poscombustor. En el caso del gas natural, los gases se pueden enfriar sin peligro hasta unos 413.15 [K].



6.1.1. Selección de parámetros para operación del recuperador de calor.

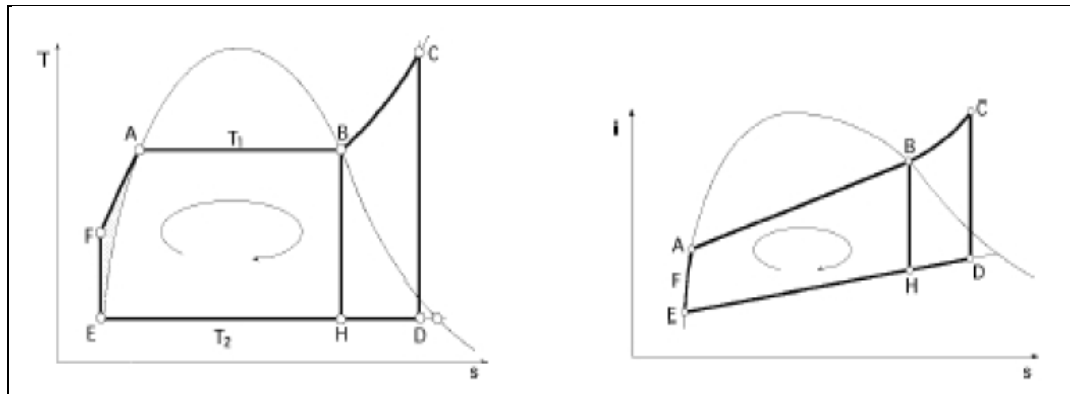
El vapor que generará el recuperador de calor se utilizará en la operación de una turbina de vapor, por lo cual las características de éste estarán determinadas por consideraciones que se tomen en cuenta para el sistema del ciclo de vapor, tratando de que este sea lo más eficiente posible para lo cual se describen algunas formas para mejorar el ciclo Rankine.



SECCION DEL HOGAR DE UNA CENTRAL TERMICA DE POTENCIA

Formas de mejorar el Ciclo Rankine.

El ciclo Rankine en el diagrama (T-s) en la siguiente figura:



CICLO RANKINE NORMAL Y CON SOBRECALENTAMIENTO, EN DIAGRAMAS (T,S) E (I,S)

La posición de los puntos F y E es muy próxima, por lo que suele sustituirse, sin error apreciable, la poligonal (EFA) por la curva de líquido (EA), en el diagrama (i,S) la coincidencia es aún mayor.

El rendimiento de la máquina térmica sabemos, es de la forma:

$$\eta_T = \frac{\text{Trabajo}}{\text{Calor}} = \frac{W_T}{Q_s}$$

En la que el trabajo T, es el trabajo de circulación suministrado en la expansión adiabática (CD), menos el trabajo requerido para realizar la transformación (EF) a volumen constante, Las formas de mejorar el rendimiento térmico de este ciclo es aumentar la superficie encerrada entre los puntos (ABCDEFA) en la Figura mostrada al inicio de este subtema. A continuación se mencionaran algunas de las consideraciones que se tomaran en cuenta para tratar de que el ciclo propuesto opere con el más alto rendimiento térmico que se pueda alcanzar.

Sobrecalentamiento.

En la mayoría de las máquinas de vapor se instalan sobrecalentadores,

que modifican el ciclo normal; a este ciclo se le denomina ciclo Rankine con sobrecalentamiento.

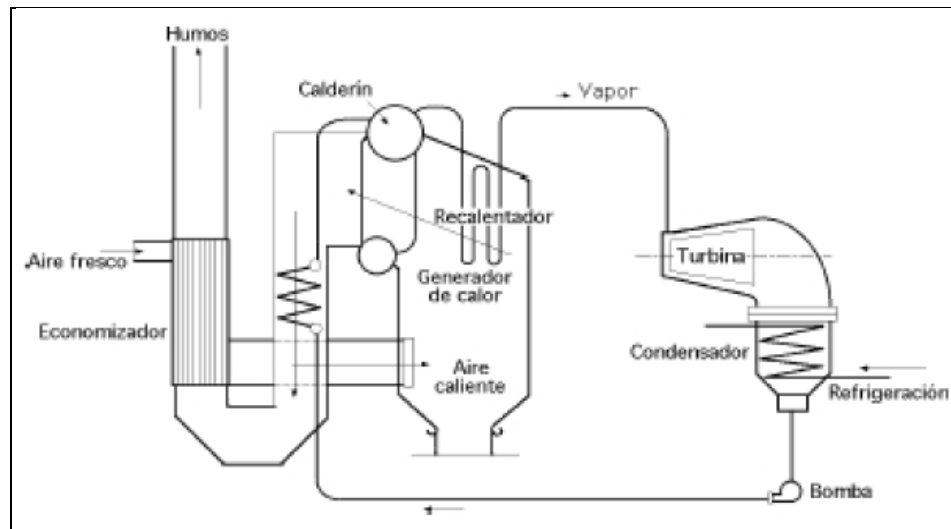


DIAGRAMA DE CICLO RANKINE CON RECALENTAMIENTO

Este consiste en transferir al vapor saturado seco energía adicional antes de introducirlo por primera vez en la turbina. El ciclo con sobrecalentamiento tiene una mayor temperatura media de absorción de calor que el ciclo sin sobrecalentamiento, por lo que el rendimiento térmico es mayor.

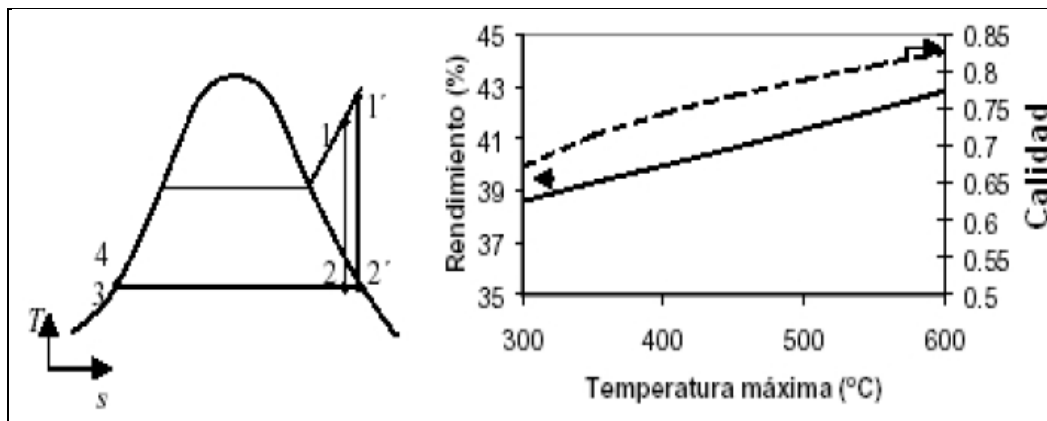
Sus transformaciones de la Figura (T-S) son las siguientes:

- (AB) es el proceso de vaporización en la caldera a la presión de saturación.
- (BC) es el proceso de sobrecalentamiento a presión constante, que es la de la caldera.
- (CD) es la expansión adiabática en la turbina o en el cilindro de trabajo.
- (DE) es la condensación.
- (EF) es el aumento de presión de la fase líquida a volumen constante.
- (FA) es el precalentamiento hasta alcanzar la temperatura de saturación.

Además, la calidad del vapor que sale de la turbina es mayor que el correspondiente a la salida de la turbina sin sobrecalentamiento, con lo que se disminuye el problema de la baja calidad del vapor expulsado de la turbina.

Es práctica común mantener a la salida de la turbina una calidad de vapor no inferior a 0.9.

Una ventaja importante del sobrecalentamiento radica en que el vapor permanece prácticamente sin partículas en estado líquido durante casi toda la expansión adiabática, con lo que se disminuye considerablemente el riesgo de corrosión que el vapor húmedo efectuaría sobre las paredes, émbolos y alabes de la maquinaria a través de la cual se produce la expansión. Con suficiente sobrecalentamiento, el estado a la salida de la turbina puede caer incluso en la región de vapor sobrecalentado, como se muestra en la sig. Figura:



AUMENTO DE LA EFICIENCIA TERMICA DEBIDO AL INCREMENTO DE LA TEMPERATURA DEL VAPOR

El sobrecalentamiento no proporciona un aumento apreciable del rendimiento térmico, pero sí mejora las condiciones de entrada del vapor en el condensador, evitando la condensación en los alabes de la turbina y, en ciertas circunstancias, mejorando las condiciones de funcionamiento de las etapas de baja presión.

La temperatura del vapor a la entrada de la turbina está restringida por las limitaciones metalúrgicas impuestas por los materiales usados para fabricar el sobrecalentador, el recalentador y la turbina. Aun cuando estos factores limitan las mejoras que pueden obtenerse con el sobrecalentamiento, los progresos en materiales y métodos de fabricación han permitido incrementos significativos en

los últimos años en la temperatura máxima del generador de vapor, con la correspondiente mejora en el rendimiento térmico.

Estos progresos han permitido diseñar ciclos de potencia con generadores de vapor que operen con temperaturas de entrada de alrededor de 973.15 [K].

Ahora bien, las características necesarias del ciclo de vapor tenemos que en el análisis del capítulo anterior podemos quemar 1.5 kg/s de Naftaleno en el poscombustor, por lo tanto la energía que contendrán los gases y la temperatura que alcanzaran será:

$$\dot{Q}_s = \dot{m}_{combustible}(PCI_{C_8H_{10}})\eta_{combustor} = 1.5 \left[\frac{Kg}{s} \right] 38235 \left[\frac{KJ}{Kg} \right] 0.9 = 51617[KW]$$

$$T_{salidaPC} = \frac{\dot{Q}_s}{\dot{m}_{gases}CP_{gases}} + T_{salidaTG} = \frac{51617 \left[\frac{KJ}{s} \right]}{122.6 \left[\frac{Kg}{s} \right] 1.13 \left[\frac{KJ}{Kg K} \right]} + 666.30[K] =$$

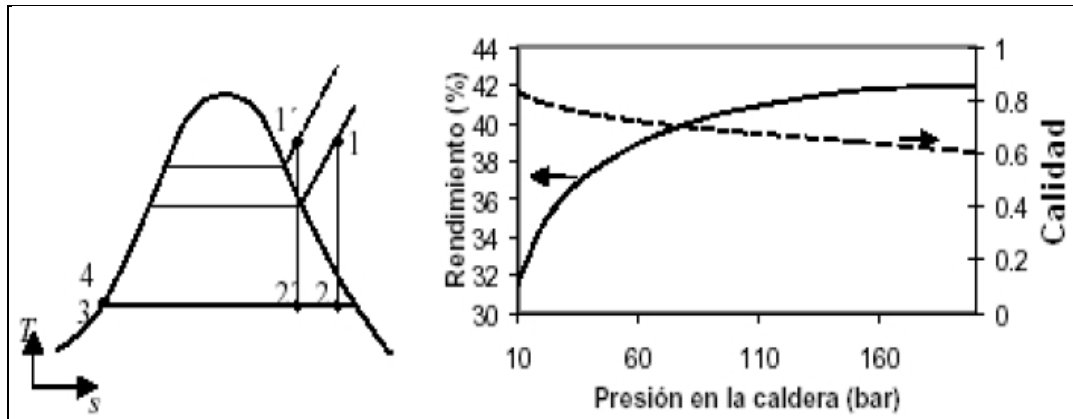
$$= 1038.88[K].$$

La temperatura que alcanzaran los gases es muy alta, con lo cual tendríamos una temperatura de vapor cerca del límite permisible por los materiales que es de alrededor de 1100[K], por este motivo se propone una temperatura de vapor de 823.15 [K] una temperatura alta pero dentro los limites metalúrgicos y se tendrá un gradiente considerable entre la temperatura de los gases y la del vapor.

Aumento de presión a la entrada de la turbina

Otra alternativa para mejorar el ciclo Rankine es la de cambiar la presión en el generador de vapor como se muestra en la Figura:





AUMENTO DE EFICIENCIA OCACIONADO POR UN INCREMENTO DE LA PRESION DE VAPOR

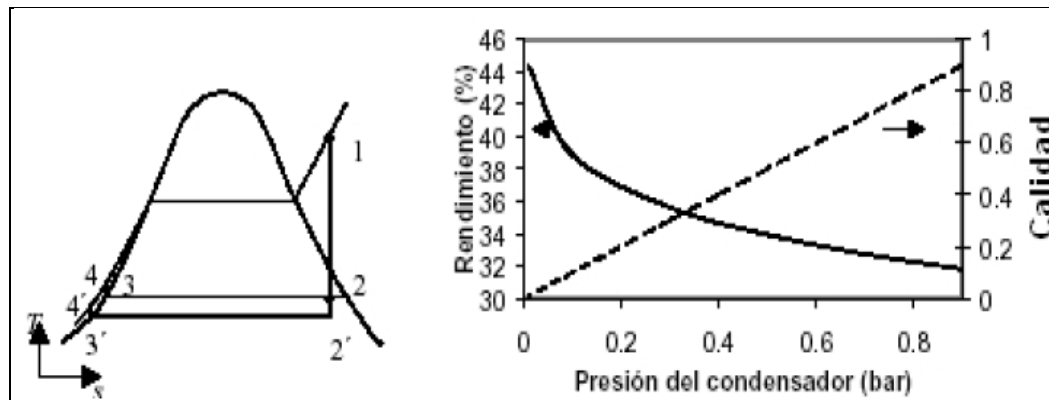
Un incremento en la presión de la caldera puede provocar una reducción de la calidad del vapor a la salida de la turbina; el impacto de las gotas de líquido a cierta temperatura en los alabes finales de la turbina puede erosionarlos y corroerlos, originando un descenso en la eficiencia de la turbina y un aumento en las necesidades de mantenimiento.

En la actualidad se pueden diseñar ciclos de potencia con generadores de vapor que operan con presiones mayores que la presión crítica del agua de 250 atm (punto metalúrgico).

De la Figura anterior señalada, podemos observar que las curvas de aumento de presión y la de calidad se cruzan aproximada de 75 [bar] por lo cual para que el sistema no trabee cerca de este límite, se considerara una presión de vapor en el generador de 70 [bar] está considerada dentro de un rango aceptable además que un incremento de esta nos ocasionaría tener una baja calidad a la salida de la turbina.

Descenso de la presión del condensador.

Para mantener la presión a la salida de la turbina lo más baja posible, es necesario incluir el condensador, para que el salto del vapor en la turbina sea mayor y se incremente el trabajo útil y el rendimiento térmico. El condensador permite que el fluido de trabajo recorra un ciclo cerrado, pudiéndose utilizar agua tratada, menos corrosiva que el agua de la red general. Un cambio de presión en el condensador influyen en el rendimiento del ciclo; si se mantiene una misma presión en el generador de vapor pero presiones diferentes en el condensador, por ejemplo presión atmosférica y otra presión menor que la atmosférica, la temperatura media del calor cedido disminuye, y el ciclo de menor presión en el condensador tiene un rendimiento térmico mayor, que cuando se cede a la presión atmosférica como se muestra en la siguiente figura:



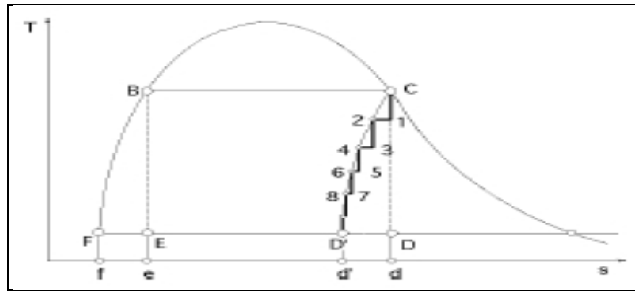
AUMENTO DE LA EFICIENCIA TERMICA DEBIDA A LA DISMINUCION DE LA PRESION EN EL CONDENSADOR

Un descenso en la presión del condensador puede provocar una reducción de la calidad del vapor a la salida de la turbina.

La presión más baja posible en el condensador es la presión de saturación correspondiente a la temperatura ambiente.

Regeneración.

A partir de la siguiente figura:

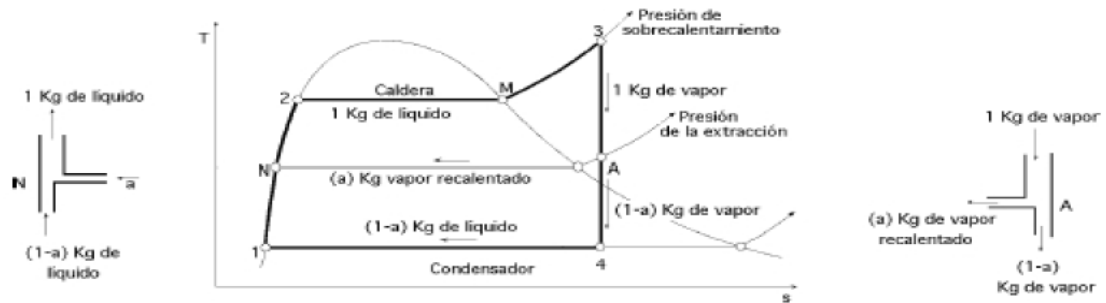


CICLO RANKINE NORMAL CON INFINITAS EXTRACCIONES

Cuando el vapor que se expande adiabáticamente a partir de C llega al estado indicado por el punto 1 se extrae una parte del vapor, con lo cual la mezcla restante adquiere las características del punto 2, que se expande de nuevo, hasta el punto 3, donde se extrae una nueva fracción, y así sucesivamente; en este proceso se describe, aproximadamente, la línea continua (C2468...D'), prácticamente conjugada con la (BF); cuanto más numerosas sean las sangrías, más se acercará la línea de expansión a la línea continua (CD').

El vapor que se extrae en cada sangría se utiliza para calentar el agua de alimentación del generador de vapor en los economizadores o precalentadores, a la temperatura correspondiente a la extracción; Además, el calor cedido por el vapor en estas sangrías, área (Cdd'D'C) equivale, aproximadamente, al calor necesario para calentar el agua de F a B, área (BerFB), por lo que ambos rendimientos serían muy semejantes.

Del diagrama de la siguiente figura:



CICLO RANKINE CON SOBRECALENTAMIENTO Y UNA EXTRACCION DE VAPOR

En el punto 1, la bomba de líquido permite llevar al condensado a la presión del precalentador, que puede ser de mezcla o de superficie, en el que el vapor procedente de la extracción de la turbina, va a calentar el líquido bombeado en las condiciones de temperatura del punto N, para posteriormente, y mediante otro sistema de bombeo, llevar todo el líquido, mezclado o por partes, a la caldera y reanudar el ciclo.

La cantidad de energía que se debe suministrar a partir de la combustión de un combustible fósil, u otra fuente, para vaporizar y sobrecalentar el vapor, es menor puesto que el agua entra en el generador de vapor a la temperatura que le proporciona el precalentador y no a la de

salida del condensador. Como una parte del flujo total se expande a través de la segunda etapa de la turbina, el trabajo útil será menor.

Todo el flujo de vapor se expande en la primera etapa de la turbina hasta la extracción, en donde una fracción a se envía al precalentador del agua de alimentación donde condensa. Esta fracción sale del precalentador como líquido saturado a la presión de extracción.

El condensado se envía al condensador donde se une con la fracción, $1 - a$, del flujo total que atraviese la segunda etapa de la turbina. La expansión a través de la válvula es irreversible. El flujo total sale del condensador como líquido

saturado, se comprime hasta la presión del generador de vapor pasando a través del precalentador del agua de alimentación, de forma que la temperatura del agua de alimentación crece a su paso por el precalentador.

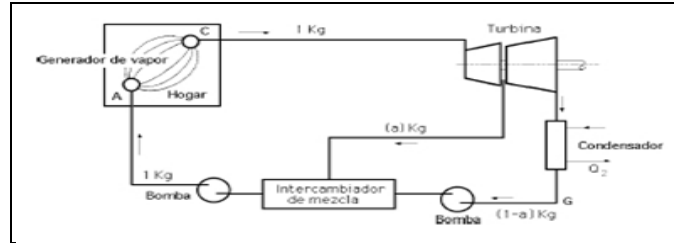


DIAGRAMA DE UN CICLO RANKINE CON UNA EXTRACCION DE VAPOR

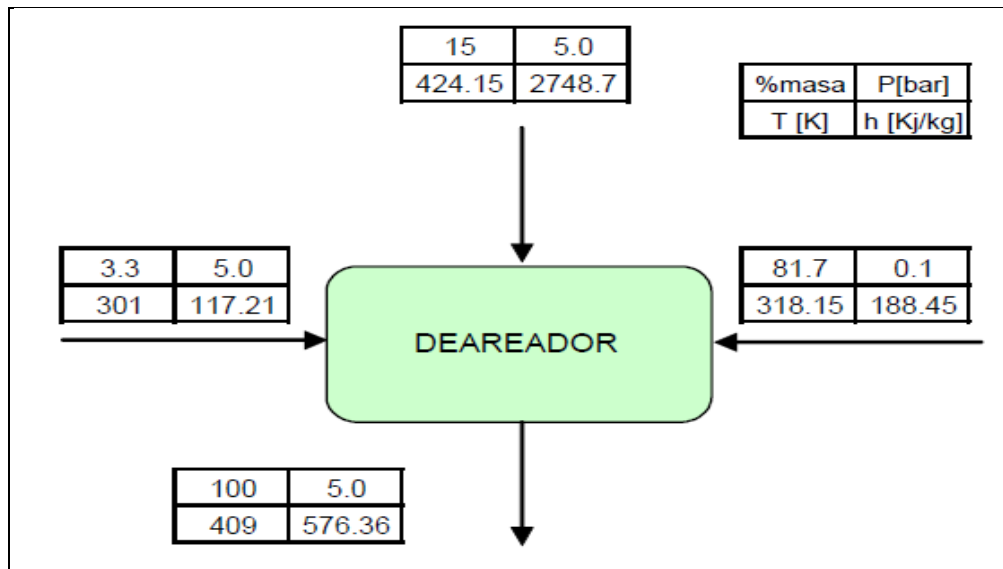
6.1.2. Características del vapor y sistema del ciclo de vapor.

En conclusión las características de vapor que se debe obtener del generador serán las siguientes:

$$P = 70 \text{ [bar]} \quad y \quad T = 823 \text{ [K]}$$

$$T_{sat@70 \text{ [bar]}} = 559 \text{ [K]}$$

El ciclo de vapor tendrá una extracción al deareador a una presión de 5 [bar] por lo que la temperatura del agua de alimentación del generador de vapor está dada por el balance de masa y energía en este punto del sistema como se muestra en la figura:



BALANCE DE MASA EN EL DEAREADOR

$$T_{AA} = \frac{h_{AA}}{4.186 \left[\frac{KJ}{KgK} \right]} = \frac{\sum X_i h_i}{4.186 \left[\frac{KJ}{KgK} \right]}$$

$$h_{AA} = 0.150(2748.7) + 0.817(188.45) + 0.033(117.208) = 570.14 \left[\frac{KJ}{Kg} \right]$$

$$T_{AA} = \frac{570.14 \left[\frac{KJ}{Kg} \right]}{4.186 \left[\frac{KJ}{KgK} \right]} = 136.20 + 273.15 = 409.35 [K]$$

Del lado de los gases tenemos que las temperaturas por cada una de las etapas en el intercambiador de calor están dadas por las siguientes relaciones:

$$T_{economizador} = T_{sat@70bar} + T_{Pinch Point} = 559 + 10 = 569 [K]$$

$$T_{evaporador} = T_{PC} - \frac{\dot{m}_{agua}(h_{TV} - h_g)}{\dot{m}_{gases} C P_{gases} \eta_{intercambiador}}$$

$$\dot{m}_{agua} = \frac{(Q_{SPC})(\eta_{PC})}{h_{TV} - h_F}$$



$$Q_{SPC} = \dot{m}_{gases} C P_{gases} (T_{sobrecalentamiento} - T_{economizador})$$

$$Q_{SPC} = \left(122.6 \left[\frac{Kg}{s} \right]_{gases} + 1.5 \left[\frac{Kg}{s} \right]_{C_8H_{10}} \right) \left(1.13 \left[\frac{KJ}{KgK} \right] \right) (1038.88 - 569)[K] =$$

$$= 65892.68 \left[\frac{KJ}{s} \right]$$

$$h_f = 1267 \left[\frac{KJ}{Kg} \right], \quad h_g = 2772 \left[\frac{KJ}{Kg} \right], \quad @ 70 [bar]$$

$$h_{TV} = 3531 \left[\frac{KJ}{Kg} \right] \quad @ \quad 70 [bar], 550 [^\circ C]$$

$$\dot{m}_{agua} = \frac{(65892.68 \left[\frac{KJ}{s} \right]) (0.8)}{(3531 - 1267) \left[\frac{KJ}{Kg} \right]} = 23.28 \left[\frac{Kg}{s} \right]$$

$$\dot{m}_{agua} = 83.82 \left[\frac{Ton}{h} \right]$$

$$T_{evaporador} = 1038.88[K] - \frac{23.28 \left[\frac{Kg}{s} \right] (3531 - 2771) \left[\frac{KJ}{Kg} \right]}{\left(122.6 \left[\frac{Kg}{s} \right]_{gases} + 1.5 \left[\frac{Kg}{s} \right]_{C_8H_{10}} \right) \left(1.13 \left[\frac{KJ}{KgK} \right] \right) 0.80} = 880.99[K]$$

$$T_{chimenea} = T_{economizador} - \frac{Q_{s_{economizador}}}{\dot{m}_{gases} C p_{gases} \eta_{intercambiador}}$$

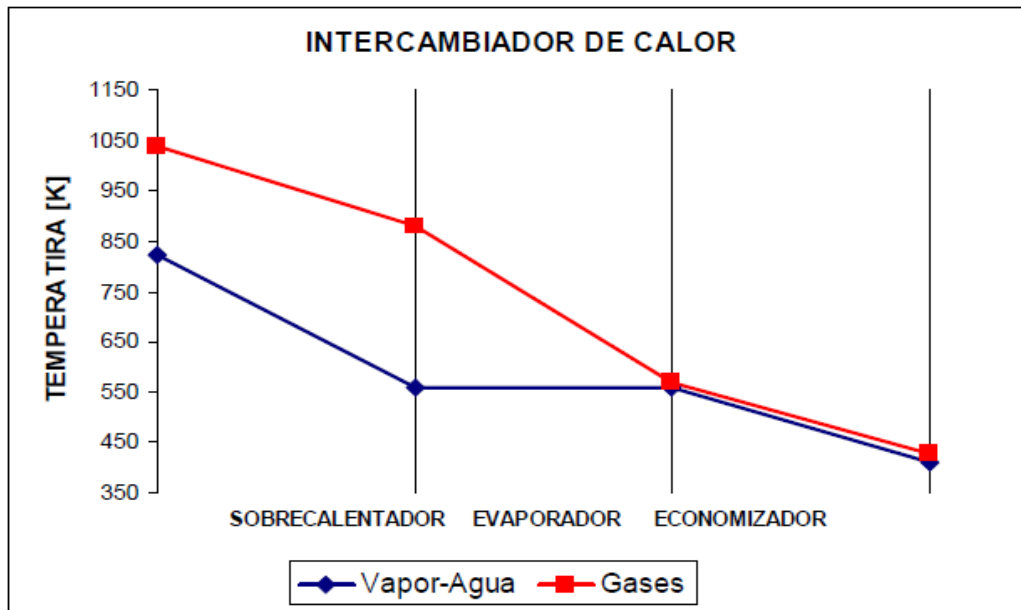
$$Q_{s_{economizador}} = \dot{m}_{agua} (h_f - h_{AA})$$

$$Q_{s_{economizador}} = \left(23.28 \left[\frac{Kg}{s} \right] \right) \left(1267 \left[\frac{KJ}{Kg} \right] - 570.14 \left[\frac{KJ}{Kg} \right] \right) = 16222.90[KW]$$

$$T_{chimenea} = 569[K] - \frac{16222.90[KW]}{\left(122.6 \left[\frac{Kg}{s} \right]_{gases} + 1.5 \left[\frac{Kg}{s} \right]_{C_8H_{10}} \right) \left(1.13 \left[\frac{KJ}{KgK} \right] \right) (0.80)} = 427.39[K]$$



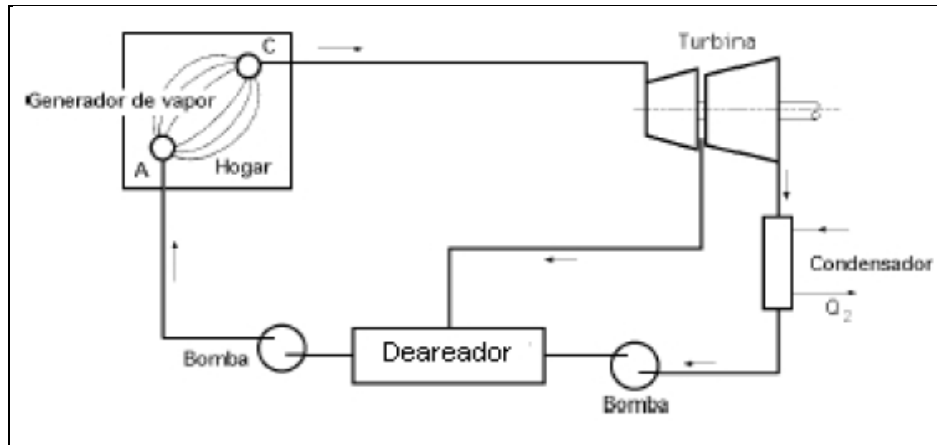
Graficando los resultados:



INTERCAMBIADOR DE CALOR

6.2. Turbina de Vapor.

En la sección de caldera de recuperación llegamos a la conclusión que el recuperador de calor tiene la capacidad de producir $83.82 \left[\frac{\text{Ton}}{\text{h}} \right]$ a las condiciones de 823.15 [K] de temperatura y a una presión de 70 [bar] . Estas condiciones son muy favorables, por los motivos antes descritos, para la utilización del vapor sobrecalentado en una turbina de vapor para la generación de electricidad, por lo cual el sistema propuesto contara de una turbina de vapor con una extracción, un condensador, un deareador y dos bombas como el que se ilustra en la sig. Figura:



El diagrama (T-s) del sistema estará representado en la figura:

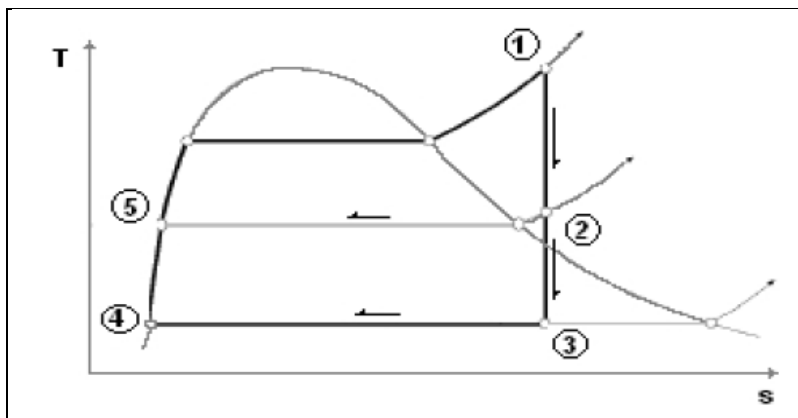


DIAGRAMA DEL CICLO RANKINE PROPUESTO

Las condiciones a la salida del deareador serán a 0.1 [bar] y 318.85[K] por lo cual la extracción de la turbina se propone a 5 [bar] con los datos anteriores, del diagrama de Mollier y proponiendo una eficiencia del 80 % en cada etapa de la turbina se tiene:

6.2.1. Balance Termodinámico.

Punto 1

$$Presión_1 = 70 [bar]$$

$$Temperatura_1 = 823.15[K]$$

$$Entalpía_1 = 3530.90 \left[\frac{KJ}{Kg} \right]$$

$$Entropía_1 = 6.950 \left[\frac{KJ}{KgK} \right]$$

Punto 2

Con la presión de 5 [bar] y la entropía del punto uno del diagrama de Mollier se obtiene la entalpía isentrópica que es $h_{s2} = 2800 \left[\frac{KJ}{Kg} \right]$ con esta entalpía se calculara la entalpía real de la siguiente manera:

$$h_{R2} = h_{s2} + \left[(h_1 - h_{s2}) - (h_1 - h_{s2}) \left(\frac{\eta_T}{100} \right) \right]$$

$$h_{R2} = 2800 + \left[(3530.90 - 2800) - (3530.90 - 2800) \left(\frac{80}{100} \right) \right] = 2946.18 \left[\frac{KJ}{Kg} \right]$$

Con la entalpía real del Diagrama de Mollier se obtienen las demás propiedades:

$$Presión_2 = 5 [bar]$$

$$Temperatura_2 = 516.17[K]$$

$$Entalpía_2 = 2946.18 \left[\frac{KJ}{Kg} \right]$$

$$Entropía_2 = 7.250 \left[\frac{KJ}{KgK} \right]$$



Punto 3

Con la entropía del punto 2 y la presión de 0.1 [bar] del Diagrama de Mollier se obtienen nuevamente $h_{s3} = 2300 \left[\frac{KJ}{Kg} \right]$ y calculamos la entalpía real para este punto:

$$h_{R3} = h_{s3} + \left[(h_2 - h_{s3}) - (h_2 - h_{s3}) \left(\frac{\eta_T}{100} \right) \right]$$

$$h_{R3} = 2300 + \left[(2946.18 - 2300) - 2646.18 - 2300 \right) \left(\frac{80}{100} \right) \right] = 2429.24 \left[\frac{KJ}{Kg} \right]$$

Con la entalpía real del Diagrama de Mollier se obtienen las demás propiedades:

$$Presión_3 = 0.1 [bar]$$

$$Temperatura_3 = 318.89[K]$$

$$Entalpía_3 = 2926.24 \left[\frac{KJ}{Kg} \right]$$

$$Entropía_3 = 7.650 \left[\frac{KJ}{KgK} \right]$$

Punto 4

Todo el vapor es condensado a presión constante por lo tanto de tablas se tienen todas las propiedades del fluido.

$$Presión_4 = 0.1 [bar]$$

$$Temperatura_4 = 318.89[K]$$

$$Entalpía_4 = 188.45 \left[\frac{KJ}{Kg} \right]$$

$$Entropía_4 = 0.648 \left[\frac{KJ}{KgK} \right]$$



Punto 5

Como ya se había descrito, para calcular las propiedades a la salida del deareador es necesario hacer un balance de energía para el cual se considerara que la extracción de la turbina será del 15 % de la masa total y el 85 % réstate se expande hasta las condiciones del punto 3, la temperatura del agua de repuesto es de 301.15 [K] por lo cual de tablas:

$$h_{aguarepuesto} = 117.21 \left[\frac{KJ}{Kg} \right]$$

Haciendo el balance de energía en este punto se obtienen:

$$m_5 h_5 = m_2 h_2 + m_4 h_4 + m_{Aguarepuesto} h_{Aguarepuesto}$$
$$h_5 = \frac{(0.15)(2946.18) + (0.817)(188.45) + (0.033)(117.21)}{1} = 576.36 \left[\frac{KJ}{Kg} \right]$$

Donde:

$$Presión_5 = 5 [bar]$$

$$Temperatura_5 = 318.89[K]$$

$$Entalpía_5 = 576.36 \left[\frac{KJ}{Kg} \right]$$

$$Entropía_5 = 1.7174 \left[\frac{KJ}{KgK} \right]$$

6.2.2. Balance Exergético.

Irreversibilidades internas de un ciclo Rankine.

La principal irreversibilidad que experimenta el fluido de trabajo está asociada con su expansión en la turbina; el calor transferido al ambiente por la



turbina es normalmente una pérdida térmica de importancia secundaria. Una expansión real a través de la turbina va acompañada de un incremento de entropía y el trabajo desarrollado por unidad de masa en este proceso es menor que el correspondiente a una expansión isentrópica. Las irreversibilidades dentro de la turbina reducen significativamente el trabajo útil generado por la planta. La eficiencia de la turbina tiene en cuenta el efecto de las irreversibilidades dentro de ella relacionando las cantidades de trabajo real e isentrópico.

El trabajo requerido por la bomba para vencer los efectos de rozamiento, reduce el trabajo útil producido por la planta. En ausencia de transferencia de calor con el ambiente, la entropía crece a través de la bomba. El trabajo necesario para el proceso real es mayor que para el correspondiente proceso isentrópico. La eficiencia de la bomba tiene en cuenta el efecto de las irreversibilidades dentro de la bomba relacionando las cantidades de trabajo real e isentrópico. Como el trabajo de la bomba es mucho menor que el de la turbina, las irreversibilidades en la bomba tienen un impacto en el trabajo útil del ciclo mucho menor que las irreversibilidades en la turbina.

Otras irreversibilidades relativamente menos importantes son las pérdidas de calor a través de las superficies de los equipos de la planta, que tienen un efecto negativo en el rendimiento ya que tales pérdidas reducen la cantidad de trabajo obtenido a partir del calor absorbido.

Los efectos del rozamiento que provocan caídas de presión en el fluido de trabajo son las fuentes de irreversibilidad que actúan en la caldera, el condensador y las tuberías que conectan diversos equipos. Sin embargo, para simplificar, se pueden ignorar.

Otro efecto negativo es debido a que la temperatura del fluido de trabajo que sale del condensador es más baja que la temperatura de condensación correspondiente a la presión del condensador. Esto es una desventaja ya que se requerirá una mayor cantidad de calor en la caldera para llevar el agua hasta la presión de vapor saturado.



Irreversibilidades externas de un ciclo Rankine.

Las fuentes más significativas de irreversibilidad en una central térmica con combustible fósil están asociadas con la combustión del combustible y la consiguiente transferencia de calor desde los productos de combustión calientes al fluido de trabajo del ciclo.

Otro efecto que ocurre en el entorno es la descarga de energía al agua de refrigeración, (más del 50 % de la aplicada), que experimenta un aumento de temperatura de unos pocos grados por encima de la temperatura del medio ambiente.

Análisis Exergético.

Para el cálculo de exergía para los diferentes puntos del ciclo de vapor, se considerara el estado muerto en las condiciones de entrada de la turbina la turbina de gas tal como se tomo en el capítulo 1.

Punto 1.

Tenemos una adición de calor al fluido que le provoca un cambio de fase y un posteriormente un sobrecalentamiento, por lo cual el cálculo de exergía queda de la siguiente manera:

$$b_1 = q \left(1 - \frac{T_0}{T} \right)$$

$$q = (h_1 - h_5) = (3530.90 - 576.36) = 2954.54 \left[\frac{KJ}{Kg} \right]$$

$$b_1 = 2954.54 \left(1 - \frac{301.5}{785} \right) = 1819.77 \left[\frac{KJ}{Kg} \right]$$



Punto 2

Ocurre una expansión adiabática en la turbina de vapor hasta la extracción y el cálculo de exergía para este punto será:

$$b_2 = [(2946.18 - 300.19) - 301.5(6.950 - 1.7020)] \times 0.15 = 159.56 \left[\frac{KJ}{Kg} \right]$$

Punto 3

Tenemos una expansión adiabática en la turbina de vapor desde la extracción hasta la presión del condensador, el cálculo de exergía para este punto será:

$$b_3 = [(2429.24 - 300.19) - 301.5(7.650 - 1.7020)] \times 0.85 = 285.37 \left[\frac{KJ}{Kg} \right]$$

Punto 4

El fluido ha cedido todo el calor y esta en estado saturo por la cual su exergía queda de la siguiente manera:

$$b_4 = (188.45 - 300.19) - 301.5(0.648 - 1.7020) = 206.04 \left[\frac{KJ}{Kg} \right]$$

Punto 5

El fluido ha pasado por el deareador se ha agregado el agua de repuesto y el vapor de extracción quedando finalmente a en estado saturado pero a mayor temperatura que a la salida del condensador, su exergía será:

$$b_5 = (576.36 - 300.19) - 301.5(1.7174 - 1.7020) = 271.52 \left[\frac{KJ}{Kg} \right]$$

La energía neta utilizable en cada punto se obtiene dividiendo la exergía entre el incremento de entalpía con respecto a el estado muerto.

$$\frac{b_1}{\Delta h_0} = \frac{1819.77}{3530.90 - 300.19} = 0.5632$$



$$\frac{b_2}{\Delta h_0} = \frac{159.56}{2946.18 - 300.19} = 0.0603$$

$$\frac{b_3}{\Delta h_0} = \frac{285.37}{2429.24 - 300.19} = 0.1340$$

el trabajo máximo que se puede obtener por unidad de masa será

$$\Delta b_{2-1} = 1819.77 - 159.56 = 1660.21 \left[\frac{KJ}{Kg} \right]$$

$$\Delta b_{3-1} = 1819.77 - 285.37 = 1534.40 \left[\frac{KJ}{Kg} \right]$$

6.2.3. Capacidad Eléctrica.

Una vez obtenidos las propiedades del vapor en cada punto de nuestro sistema ahora se prestara la atención al cálculo de la capacidad de generación de la turbina de vapor algunas consideraciones que se tienen que tener en cuenta es la eficiencia de los generadores que en la actualidad alcanzan una eficiencia modesta del 96 %. Por tal motivo, se tomara para este cálculo, así como la consideración de los usos propios, aquí es donde entran los gastos de energía por el concepto de bombeo y toda la energía eléctrica que se utilizan en los equipos de tratamiento de agua y todos aquellos dispositivos que hacen que el sistema opere correctamente este valor para un ciclo Rankine es de alrededor del 6.3 %, porcentaje que se ocupara también a la hora de realizar los cálculos correspondientes. Calculo de las cantidades de masa de vapor que trabaja en cada sección de la turbina.

$$m_{Deareador} = (m_{Total})(\%) = 23.28 \left[\frac{Kg}{s} \right] (0.15) = 3.49 \left[\frac{Kg}{s} \right]$$

$$m_{Condensador} = (m_{Total})(\%) = 23.28 \left[\frac{Kg}{s} \right] (0.85) = 19.78 \left[\frac{Kg}{s} \right]$$

Con estos datos de masa, se podrá calcular la capacidad eléctrica bruta que



podemos obtener de esta turbina de vapor.

$$Capacidad_{Bruta} = m_{Deareador}(h_1 - h_2) + m_{Condensador}(h_1 - h_3)$$

$$Capacidad_{Bruta} = 3.49(3530.90 - 2946.18) + 19.78(3530.90 - 2429.24)$$

$$Capacidad_{Bruta} = 23831.82[KW]$$

Esta capacidad bruta, falta degradarla por la eficiencia del generador eléctrico del 96 %.

$$Capacidad_{Bornes} = Capacidad_{Bruta}\eta_{Generador} = (23831.82)(0.96)$$

$$Capacidad_{Bornes} = 22878.54[KW]$$

Para obtener la capacidad neta solo tenemos que restarle la capacidad que el sistema necesita para sus usos propios que para este caso es de 6.3 %.

$$Capacidad_{Neta} = Capacidad_{Bornes} - Usos Propios$$

$$Capacidad_{Neta} = 22878.54(1 - 0.063) = 21437.20[KW]$$

La capacidad neta de la turbina de vapor será de 21437,20 [KW] cabe señalar que se podrían hacer algunas modificaciones pero no representa un beneficio que justifique la implementación de ellas, además de tener una fuerte restricción de espacio como para tener que instalar equipos complementarios que lo máximo que nos pudieran proporcionar sería una mejora de un 1 o 2%.



Capítulo 7

COMPRESORES.

El presente capítulo tiene como objetivo cuantificar la energía requerida en el proceso de compresión así como la metodología del propio proceso.

7.1. Procesos de compresión.

7.1.1 Compresión isotérmica.

Compresión a temperatura constante, por tanto, con refrigeración perfecta. Aplicando el primer principio de la termodinámica.

$$Q = \Delta u + W$$

Para los gases ideales, la energía interna sólo depende de la temperatura, y ésta no varía:

$$Q = W = \int p dv$$

$$W = \int p dv = \int \frac{RT}{u} du = RT \int \frac{du}{u} = RT \ln \left(\frac{u_2}{u_1} \right)$$



Es decir el trabajo que se ha de realizar sobre el fluido, en el proceso de compresión, es igual al calor extraído al fluido para mantener constante su temperatura.

$$W = p_1 u_1 \ln \left(\frac{u_2}{u_1} \right)$$

7.1.2. Compresión adiabática.

Compresión sin refrigeración

Como no hay transferencia de calor, queda;

$$W = -\Delta u = \int p du = \int \frac{K}{u^\gamma} du = \frac{p_1 u_1 - p_2 u_2}{\gamma - 1}$$

Es decir, el trabajo que se ha de realizar sobre el fluido, en el proceso de compresión es igual al incremento de energía interna que sufre el fluido.

Se puede calcular como:

$$W = p_1 u_1 \frac{\gamma}{\gamma - 1} \left[\left(\frac{P_{Descargas}}{P_{Admisión}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]$$

Compresión politrópica.

En la realidad, no se da, ni una ni otra de las evoluciones anteriores; lo que se consigue es una intermedia, es decir una compresión con refrigeración imperfecta, que realmente la podemos describir como una compresión politrópica con un exponente "n".

En la figura siguiente se muestra una compresión politrópica;



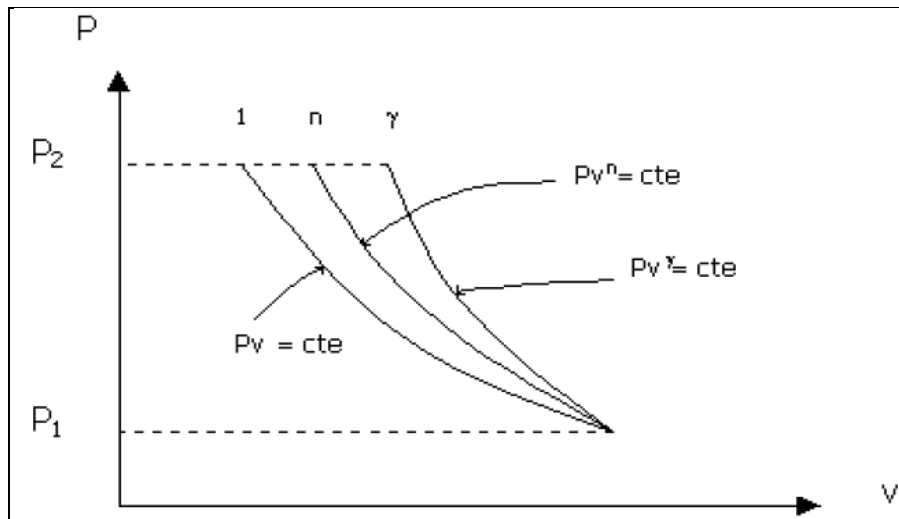


DIAGRAMA P-V PARA UNA COMPRESION POLITROPICA

Se observa que esta queda entre una compresión isotérmica y una compresión adiabática, por lo tanto:

$$1 < n < \gamma$$

Se tiene que en el proceso de compresión, mientras mayor es el exponente "n", mayor es el aumento de temperatura del gas comprimido y mayor es la potencia neta ocupada por el compresor.

Analizando todos los procesos, se verifica que el que gasta menos energía es el proceso isotérmico, por lo que se pretende que los compresores se acerquen lo más posible a este tipo de proceso. Se tiende a que los compresores realicen una compresión isotérmica, $n=1$. Desgraciadamente tal proceso es imposible en la práctica, por lo que el aumento de temperatura del gas es inevitable.

Las ecuaciones politrópicas para el trabajo y potencia, son respectivamente:

$$W = \frac{n}{n-1} R_{aire} T \left[1 - (r_c)^{\frac{n-1}{n}} \right]$$

$$\dot{W} = \frac{n}{n-1} R_{aire} T \left[1 - (r_c)^{\frac{n-1}{n}} \right]$$



7.1.3. Relación de compresión.

Se denomina relación de compresión ($r_{P\ total}$), a la relación entre la presión de descarga y la de aspiración o admisión.

$$r_{P\ total} = \frac{P_{Descarga}}{P_{Admisión}}$$

Debido a que este factor es determinante en la potencia del compresor, si realizásemos compresiones muy altas en una sola etapa, tendríamos dos problemas:

- 1. - Se dispara la potencia consumida.
- 2. - Las temperaturas del aire de descarga serían muy elevadas.

Por lo que normalmente para obtener presiones elevadas se utilizan varias etapas en serie con refrigeración intermedia.

Está demostrado que se tiene el máximo rendimiento o, el mínimo consumo de energía, cuando la presión absoluta intermedia P_{int} , es igual a la raíz cuadrada de la presión final de descarga, esto para una sola etapa de compresión.

$$P_{int} = \sqrt{P_{descarga}}$$

Cuando un compresor es de varias etapas, las relaciones de compresión de cada etapa son sensiblemente iguales, y debe tener un valor de:

$$r_{Pint} = \sqrt[n]{r_{P\ Total}}$$

Donde:

$$b = \text{Número de Etapas}$$



$$r_{p_{int}} = \frac{P_{int \ i}}{P_{Admisión}}$$

7.1.4. Compresión en etapas.

Un método práctico para reducir las pérdidas de potencia, originadas por el aumento de temperatura, es el de comprimir el gas, a una presión inferior a la presión final, disipar la mayor cantidad de calor, y comprimir después hasta esa presión final. Este fenómeno se conoce con el nombre de compresión multietapas.

El procedimiento de la compresión multietapas consiste en comprimir hasta una presión intermedia en un primer compresor, pasar el gas por un intercambiador de calor intermedio (llamado interenfriador) de tal manera que el gas recupere la temperatura inicial, y posteriormente comprimir hasta la presión final en un segundo compresor. Es frecuente que a la salida del compresor de mayor presión se agregue un último intercambiador de calor, llamado postenfriador, con el objeto de tener un gas a alta presión, pero frío. Aumentando el número de etapas, la compresión se aproxima a la isotérmica y el rendimiento de la compresión se incrementa.

7.1.5. Rendimientos.

Rendimiento indicado o Interno.

Facilita el grado de alejamiento entre ciclo real respecto al ideal. (Aproximadamente un 80%).

$$\eta = \frac{W_{ideal}}{W_{indicado}}$$



Rendimiento mecánico.

Facilita la relación entre el trabajo indicado o real, y el trabajo necesario en el eje. Esto nos proporciona una idea de las pérdidas mecánicas que tienen el compresor. (Aproximadamente 90%).

$$\eta_{mec} = \frac{W_{indicado}}{W_{eje}}$$

7.1.6. Cálculos.

Debido a que la cantidad de gasto de gases es muy grande, que la presión requerida es muy alta y tomando en consideración los criterios antes mencionados, se opta por varias etapas de compresión, acompañadas por interenfriadores, con el objetivo de minimizar la energía requerida en la compresión y de mantener la temperatura dentro del rango de operación de los compresores.

El primer cálculo se realizara con la intención de obtener una relación de compresión adecuada en cada etapa y una primera aproximación en la energía requerida así como en la cantidad de energía a desechar en los interenfriadores. A partir de estos datos se procederá a la realización de una serie de iteraciones con la finalidad de obtener el arreglo óptimo para este proceso.

Los requerimientos en Cantarell son:

Un gasto de gases por arreglo de $124.1 \left[\frac{Kg}{s} \right]$, a una presión mínima de 10.8 [Mpa].

Las condiciones a las que se entregan los gases al sistema de compresión son:

- ***Temperatura de 439.15 [K] y a la presión atmosférica 101 [KPa].***



Compresión.

Se calcularán las presiones intermedias y la relación de compresión, tomando en consideración que se mantendrá la misma relación de compresión en todas las etapas.

Relación de presión.

De:

$$r_{P_{int}} = \sqrt[n]{r_{p_{Total}}}$$

La ecuación de la relación de presión entre las etapas:

$$r_{P_{int}} = \left(\frac{10800}{101}\right)^{1/3} = 4.746$$

Presiones intermedias.

De:

$$r_{P_{int}} = \frac{P_{int\ i}}{P_{Admisión}}$$

Despejando la "Pint i" se tiene:

$$P_{int\ i} = 101(4.746) = 479[KPa]$$

Recordando que la relación de presión se mantiene para todas las etapas:

$$P_{int\ ii} = 479.75(4.746) = 2277[KPa]$$

$$P_{int\ iii} = 2278.8(4.746) = 10800[KPa]$$

Trabajo y energía requeridos en la compresión.

El trabajo requerido para el sistema de compresión así como la energía necesaria se calcula bajo la idealización de interenfriadores perfectos. Las



temperaturas de entrada a los compresores se fijar en 443.15 [K], y tomando en cuenta un índice politrópico “n” o “n=1” la constante del gas es igual a la del aire.

La expresión que nos permite calcular el trabajo politrópico esta dada por la siguiente ecuación:

$$W = b \frac{n}{n-1} R_{aire} T \left[1 - (rp_{int})^{\frac{n-1}{n}} \right]$$

$$\dot{W} = W \dot{m}_{gases}$$

De la ecuación:

$$W = \frac{n}{n-1} R_{aire} T \left[1 - (r_c)^{\frac{n-1}{n}} \right]$$

$$W = (3) \frac{1.1}{1.1-1} (0.287)(166 + 273) \left[1 - (4.746)^{\frac{1.1-1}{1.1}} \right] = -632.33 \left[\frac{KJ}{Kg} \right]$$

De la ecuación:

$$\dot{W} = b \frac{n}{n-1} R_{aire} T \left[1 - (rp_{int})^{\frac{n-1}{n}} \right]$$

$$\dot{W} = 632.33(124.1) = 78472[KW]$$

$$\dot{W} = 78.47[MW]$$

La energía requerida total tomando en cuenta que se tienen 7 arreglos es:

$$W_{Total} = 78.47[7] = 549.29[MW]$$

Interenfriadores.

Temperatura intermedia.

Para evaluar la cantidad de energía a desechar en los interenfriadores es



necesario calcular la temperatura a la salida del compresor:

$$r_T = (rp_{int})^{\frac{n-1}{n}}$$

Donde:

$$r_T = \frac{T_{int\ i}}{T_{Admisión}}$$

Despejando la ecuación anterior, la temperatura intermedia y despejando r_T en función de rp de la primer ecuación;

$$T_{int\ i} = (166 + 273)(4.746)^{\frac{1.1-1}{1.1}} = 506[K]$$

Calor desalojado.

El calor desalojado en un compresor bajo un proceso politrópico se calcula de la siguiente manera:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{gases} C_n \Delta T$$

Donde C_n es el calor específico politrópico, siendo su expresión:

$$C_n = C_u \frac{K - n}{1 - n}$$

$$C_u = 0.7175 \left[\frac{KJ}{KgK} \right]$$

$$\gamma = 1.4$$

Calculando C_n y \dot{Q}

$$C_n = 0.7175 \frac{1.4 - 1.1}{1 - 1.1}$$

$$C_n = -2.153 \left[\frac{KJ}{KgK} \right]$$

$$\dot{Q} = 124.1(-2.153)(506 - 439) = -17901.549[KW]$$



$$\dot{Q} = 17.9[MW]$$

El calor total desalojado por el compresor es:

$$\dot{Q} = 2(17.9) = 35.8[MW]$$

En base a las iteraciones realizadas en la hoja de cálculo se determinó que una relación de presión adecuada es la obtenida con tres etapas de compresión y además se pueda realizar con equipos comerciales.

Se podría pensar en aumentar el número de etapas, sin embargo no se reduce de manera significativa la energía requerida para la compresión, por lo que no se obtiene beneficio alguno, decidiendo que la mejor opción es manejar un sistema de compresión de tres etapas.

Se necesita una potencia eléctrica de 549.3 [MW] para poder elevar la presión de los gases producto de la combustión y ser inyectados al yacimiento. De esta energía sólo se pueden satisfacer 404.5 MW eléctricos provenientes de los siete arreglos TG-PC-HRSG-TV ubicados en los pozos inyectores (TG 33.98 [MWe], TV 23.8 [MWe]), por lo que existe un déficit de energía eléctrica de 144.84 [MWe]. Este déficit se puede superar operando una Turbina de Gas idéntica en cada pozo inyector, obteniendo de esta manera la energía requerida. Existiendo un remanente de energía que puede ser utilizado como usos propios en cada una de las plataformas donde se encuentran ubicados los pozos inyectores.



Capítulo 8

CONCLUSIONES.

El proyecto propuesto como "Mantenimiento de presión de un yacimiento de hidrocarburos mediante la inyección de gases producto de la combustión". Muestra una previabilidad técnica aceptable, lo cual se sustenta en el análisis de cada una de las etapas y elementos que componen el ciclo, tal y como se desarrollo en los capítulos del presente trabajo, de los cuales se pueden generar las siguientes conclusiones.

La ventaja principal que muestra el sistema de inyección de gases producto de combustión sobre el sistema de inyección de Nitrógeno es que este sistema opera mediante la energía térmica contenida en los gases del casquete, los cuales al ceder su energía y al quedar con un contenido mínimo de Oxígeno los hidrocarburos pueden ser reinyectados a la presión específica necesaria. Logrando de esta forma y al mismo tiempo el fluido de trabajo y la energía mecánica para la generación de electricidad de forma gratuita. Dando como consecuencia que este sistema se pueda autoabastecer eléctricamente, dejando de lado el pago de facturas a CFE.

La energía requerida para la compresión en este proyecto es sustancialmente menor, ya que se minimizan las pérdidas de carga en las tuberías con respecto a la inyección de Nitrógeno, en donde se transporta desde la planta



generadora ubicada en la costa, hasta la plataforma de extracción de hidrocarburos, en mar abierto por más de 200 Km. de tubería. Y en nuestro caso, el fluido de trabajo se produciría en cada uno de los posos inyectores y los compresores se encontrarían en el mismo lugar.

Se observa que el combustible utilizado contiene un 30 % de Nitrógeno como consecuencia de la gran cantidad que se está inyectando con el propósito de mantener su presión. Se lograría que este proyecto fuese más eficiente si el combustible obtenido del yacimiento tuviera un poder calorífico más alto, esto se obtiene si se disminuyera la cantidad de Nitrógeno. Por lo que se deben de ubicar zonas dentro del yacimiento, alejadas del punto de inyección y lejanas del frente de propagación, logrando de esta forma obtener un poder calorífico más alto y con esto una reducción en el consumo de combustible que provocaría una vida más larga del casquete de gas y una mayor eficiencia en el proceso.

Sabiendo de la gran concentración de ácido sulfhídrico, se podría optar por mandar primero el gas al círculo de Ben para un proceso de endulzamiento y así reducir la cantidad de ácido sulfhídrico obteniendo como consecuencia directa una mayor vida de las instalaciones y la maquinaria.

Lo que no sería conveniente de ninguna manera es el estar sacando del yacimiento algo tan costoso como lo es el Nitrógeno, ya que se invirtió en su producción y en su inyección al yacimiento y se tendría que gastar energía en su reinyección lo cual no sería rentable.

Por otro lado la contaminación y el impacto ambiental generados en la implementación de este sistema serán mínimos. Aunque para la operación se utilizan grandes cantidades de combustible y no muy limpios como es el caso del "Nartaleno", nada se tira a la atmósfera ya que estos productos de combustión se inyectan al yacimiento, no contribuyendo de esta forma al efecto invernadero.

Del capítulo de compresores se tiene que se necesita una potencia eléctrica de 549.3 [MW] para poder elevar la presión de los gases producto de la combustión en la TG y ser reinyectados al yacimiento, de esta energía sólo se



pueden satisfacer 404.5 [MW] eléctricos provenientes de los siete arreglos TG-PC-HRSG-TV ubicados en los pozos inyectoros (TG 33.98 [MWe], TV 23.8 [MWe]), por lo que existe un déficit de energía eléctrica de 144.84 [MWe].

Este déficit se puede superar operando una Turbina de Gas idéntica a la analizada en el capítulo 1, obteniendo de esta manera un superávit de 14[MWe] aproximadamente para cada arreglo. Este remanente de energía puede ser utilizado como usos propios en cada una de las plataformas donde se encuentran ubicados los pozos inyectoros.

Estas son algunas de los principales puntos que se presentan al implementar este ciclo en Cantarell, aunque se podría utilizar este sistema de recuperación de presión para explotar yacimientos con otras características en los cuales el porcentaje de oxígeno que se pueda inyectar sea mayor al utilizado en este trabajo, se podría aprovechar la temperatura a la entrada del yacimiento logrando una disminución de la viscosidad de aceites pesados. La flexibilidad de este sistema para cumplir con las características de fluido a inyectar es muy amplia como amplia es la diferencia que existe en los pozos productores ya que dependiendo de las propiedades de aceite del yacimiento se puede modificar el porcentaje de O_2 que contenga el fluido generado.



**Para la “Recuperación mejorada de Petróleo con secuestro de Dióxido de Carbono.
(Robo de Carbono)”**

Se realizaron los siguientes datos comparativos con el principal objetivo de que si se empleara este método para la recuperación de hidrocarburos, se obtendrían los siguientes resultados, que en cifras no representan mucha diferencia pero, en cuestión de Miles de Millones de Dólares en el tiempo de un año, es bastante considerable para la economía del país.

DATOS COMPARATIVOS

Durante el primer semestre de 2009, la producción promedio diaria de petróleo crudo obtenida en los campos petroleros marinos y terrestres del país se ubicó en dos millones 628 mil barriles.

Con base en estadísticas operativas preliminares del periodo enero-junio, la producción promedio de petróleo en el activo Ku-Maloob-Zaap se ubicó en 795 mil barriles diarios, mientras que la de Cantarell se ubicó en 737 mil barriles. La producción de Cantarell y Ku Maloob Zaap sumó un millón 532 mil barriles al día lo que representa el 58.3 por ciento de la producción nacional.

INFORMACION DE PRODUCCION AL 24 DE JULIO DE 2009		
COMPLEJO PETROLERO	KU MALOOB ZAAB	CANTARELL
PROMEDIO DIARIO DE BARRILES	795,000.00	737,000.00
PRECIO DEL BARRIL EN DOLARES	\$ 64.34	\$ 64.34
PRODUCCION TOTAL EN DOLARES/DIA	\$ 51,150,300.00	\$ 47,418,580.00
AUMENTO DE PRODUCCION 3 %	818,850.00	759,110.00
AUMENTO DE LA PROD. EN DOLARES/DIA	\$ 52,684,809.00	\$ 48,841,137.40
PRODUCCION TOTAL EN DOLARES/MES	\$ 1,534,509,000.00	\$ 1,422,557,400.00
PRODUCCION TOTAL EN DOLARES/MES (3%)	\$ 1,580,544,270.00	\$ 1,465,234,122.00
PRODUCCION TOTAL EN DOLARES/AÑO	\$ 18,414,108,000.00	\$ 17,070,688,800.00
PRODUCCION TOTAL EN DOLARES/AÑO (3%)	\$ 18,966,531,240.00	\$ 17,582,809,464.00



Bibliografía

- [1] M. David Burghardt, INGENIERÍA TERMODINÁMICA, Ed. Harla.
- [2] Yunus A. Cengel j Michael A. Boles, TERMODINÁMICA 2a. Ed. Tomo 2, Ed. McGraw Hill.
- [3] Claudio Mataix, TURBOMÁQUINAS TÉRMICAS 2a. Ed., Ed. Dossat, S. A.
- [4] José M. Sala Lizarraga, COGENERACIÓN Aspectos termodinámicos tecnológicos y económicos, Servicio editorial universitario del país vasco.
- [5] Charles E. Baukal, Jr., THE JOHN ZINK COMBUSTION HANDBOOK, John Zink Company, LLC.
- [6] Virgil Moring Faires, THERMODINAMICS 3a . Ed., The MacMillan Company.
- [7] Kenneth Wark Jr., TERMODINÁMICA 5a. Ed., Ed. McGraw Hill.
- [8] Donald Kern, PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR, Ed. C.E.C.S.A.
- [9] William W. Batlle, FUNDAMENTOS DE TURBINA DE GAS., Ed. Limusa.
- [10] Manuel Márquez Martínez, COMBUSTION Y QUEMADORES, Marcombo Boixareu Editores.
- [11] CONAE, DISEÑO DE SISTEMAS DE COGENERACIÓN, Secretaría de Energía.
- [12] CONAE, ESQUEMAS DE COGENERACIÓN, Secretaría de Energía.



[13] CONAE, TERMODINÁMICA Y SUS APLICACIONES, Secretaría de Energía.

[14] Ying (Alice) Wu, John J. Carroll Y Zhimin Du, Carbon Dioxide Sequestration and Related Technologies, Ed. WILEY

[15] Páginas electrónicas:

www.cfe.gob.mx

www.conae.gob.mx

www.pemex.gob.mx

Directorate General Joint Research Centre (DG JRC)
<http://www.jrc.cec.eu.int/>

Institute for Energy, Petten (the Netherlands)
<http://ie.jrc.cec.eu.int/>

