



Tesis

Optimización del Sistema de Extracción de Gases No-Condensables en una planta Geotérmica de *Flasheo Simple*

QUE PARA OBTENER EL GRADO DE MAESTRO EN CIENCIAS EN INGENIERÍA MECÁNICA

PRESENTA:

Ing. Constantino Ramírez López

ASESORES:

Dr. Carlos Rubio Maya

Dr. J. Jesús Pacheco Ibarra



CONACYT

Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología

Morelia, Michoacán, Enero de 2013

DEDICATORIA

AGRADECIMIENTOS

TABLA DE CONTENIDO

DEDICATORIA	ii
AGRADECIMIENTOS	iii
TABLA DE CONTENIDO	iv
LISTA DE FIGURAS	vi
LISTA DE TABLAS	viii
SIMBOLOS Y ABREVIATURAS	ix
1 INTRODUCCIÓN.....	11
1.1 Contexto actual de la energía geotermica.	11
1.2 Antecedentes	15
1.3 Planteamiento del problema	17
1.4 Hipotesis	18
1.5 Objetivos	18
1.5.1 Objetivos Particulares.....	18
1.6 Desarrollo de la Tesis	18
1.7 Estructura de la Tesis	19
2 PLANTAS GEOTERMICAS Y SISTEMAS DE EXTRACCION DE GASES.....	20
2.1 Tipos de plantas geotermicas.	20
2.1.1 Plantas de vapor seco.	22
2.1.2 Plantas Tipo Flash	23
2.1.3 Plantas Binarias.....	28
2.2 Extracción de Gases No Condensables (GNC)	29
2.2.1 Compresores Centrífugos (CS)	31
2.2.2 Bombas de Anillo Líquido (LRVP)	32
2.2.3 Eyectores de Chorro de Vapor (SJES).....	33
2.2.4 Sistemas Híbridos (SH)	34
2.2.5 Rehervidores (RS)	35
3 MODELO TERMODINÁMICO Y EXERGÉTICO DE LA PLANTA.....	38
3.1 Descripción del caso estudio.....	38
3.2 Modelo Termodinámico.....	39
3.3 Análisis Exergético	41
3.4 Modelado por equipo	42
3.4.1 Modelo del Separador	43
3.4.2 Modelo del Secador	45
3.4.3 Modelo de la Turbina.....	45
3.4.4 Modelo del Condensador	48
3.4.5 Modelo de la Torre de Enfriamiento	49
3.4.6 Sistema de Extracción de GNC.....	50
3.4.7 Modelo del Compresor	50
3.4.8 Módulo de Potencia Auxiliar.....	52

4	SOLUCION DEL MODELO	53
4.1	Generalidades de la solución	53
4.2	Parámetros de entrada y suposiciones realizadas.	54
4.2.1	Propiedades del campo geotérmico	54
4.2.2	Propiedades de la PGP.	54
4.3	Solución del modelo en EES	56
4.3.1	Módulo del Balance de Masa y Energía	58
4.3.2	Modulo de Balance de Exergía	58
5	RESULTADOS	60
5.1	Potencia generada y destrucción de exergía	61
5.2	Estados termodinámicos de los flujos.....	62
5.3	Análisis paramétrico (optimización).....	64
5.3.1	Efectos de las variables principales en el condensador.	64
5.3.2	Efecto de la presión en el separador	66
5.3.3	Efecto de la fracción de los GNC	67
5.3.4	Efecto de la temperatura de entrada a la turbina.	69
	CONCLUSIONES	72
	Presión en el separador y en condensador	72
	La fracción de GNC	72
	Consumo de vapor.	72
	Consideraciones finales.....	73
	BIBLIOGRAFÍA.....	74
	ANEXO 1 CODIGO EES	77

LISTA DE FIGURAS

- Figura 1.1. Esquema de una Geoterma
Figura 1.2. Localización del campo geotérmico de Cerro Prieto, Baja California Norte
Figura 1.3. Localización de los principales campos geotérmicos en México
Figura 1.4. Localización de los principales campos geotérmicos en México.
Figura 1.5. Pietro Ginori Conti primera planta geotermoeléctrica en Larderello Italia
Figure 1.6. Diagrama de flujo simplificado de una GPP de flasheo simple.
Figura 2.1 Planta Geotermica de producción de electricidad
Figura 2.2. Modelo de un sistema geotérmico.
Figura 2.3 Esquema de una GPP que genera electricidad mediante vapor seco
Figura 2.4 Esquema de una GPP tipo flash steam
Figura 2.5 Separador Ciclónico
Figura 2.6 Central geotermica de generación de electricidad del tipo flash steam
Figura 2.7 Esquema de una GPP tipo single flash
Figura 2.8 Esquema simplificado de una GPP tipo double flash
Figura 2.9 Esquema de una GPP tipo binaria
Figura 2.10 y 2.11 Corte del compresor para observar las partes que lo conforman
Figura 2.12 Compresor centrífugo (CS) vista en planta
Figura 2.13 Esquema de la vista interior de una Bomba de aspiración de Anillo Líquido (funcionamiento)
Figura 2.14 Corte para vista interior de una Bomba de aspiración de Anillo Líquido
Figura 2.15 Componentes de la Bomba de Anillo Líquido (LRVP)
Figura 2.16 Eyector de Chorro de Vapor de una etapa (SJE)
Figura 2.17 Sistemas de eyectores de Chorro de Vapor de dos etapas
Figura 2.18 Eyectores de Chorro de Vapor
Figura 2.19 Sistema Híbrido de Extracción de GNC
Figura 2.20 Esquema de un Rehervidor Vertical tipo Tubo
Figura 2.21 Esquema de un Rehervidor Horizontal tipo Tubo
Figura 2.22 Esquema de un Rehervidor tipo Kettle
Figura 2.23 Esquema de un rehervidor de Contacto Directo
Figura 3.1 Modelo representativo de la GPP tipo single flash con el sistema de extracción de gases (CS)
Figura 3.2 Diagrama T-s de la GPP del tipo single flash
Figura 3.3 Proceso principal de separación del flujo geotérmico
Figura 3.4 Diagrama de flujo en el Secador
Figura 3.5 Proceso de expansión del flujo en la Turbina
Figura 3.6 Diagrama h-s para el proceso real e isentrópico de una Turbina adiabática
Figura 3.7 Distribución de temperaturas en el Condensador
Figura 3.8 Diagrama del flujo en el Condensador
Figura 3.9 Diagrama de la Torre de Enfriamiento
Figura 3.10 Diagrama del flujo del sistema de Compresión (CS) de dos etapas
Figura 3.11 Diagrama del sistema de Circulación de agua en la GPP y Torre de enfriamiento
Figura 3.12 Esquema del flujo de Exergía a través de un Sistema
Figura 4.1 Diagrama de flujo del modelo de la GPP
Figura 4.2. Diagrama de la GPP en la ventana de dibujo del EES
Figura 4.3 Diagrama de flujo del modulo de balance de masa y energía
Figura 4.4 Diagrama de flujo del modulo de Exergía
Figura 5.1 Relación de Trabajo Neto contra Presión en el Condensador

Figura 5.2 Relación de Trabajo de Compresión contra Presión en el Condensador
Figura 5.3 Relación de Exergía Total destruida contra Presión en el Condensador
Figura 5.4 Relación de Trabajo Neto contra Presión en el Separador
Figura 5.5 Relación de Trabajo de Compresión contra Presión en el Separador
Figura 5.6 Relación de Exergía Total destruida contra Presión en el Separador
Figura 5.7 Relación de Trabajo Neto contra Fracción de NGC's
Figura 5.8 Relación de Trabajo de Compresión contra Fracción de NGC's
Figura 5.9 Relación de Exergía Total destruida contra Fracción de NGC's
Figura 5.10 Relación de Trabajo Neto contra Temperatura de entrada a la Turbina
Figura 5.11 Relación de Trabajo de Compresión contra Temperatura de entrada a la Turbina
Figura 5.12 Relación de Exergía Total destruida contra Temperatura de entrada a la Turbina

LISTA DE TABLAS

- Tabla 1.1. Tipos de GPP´s flash-steam y el tipo de sistemas de extracción de GNC empleados.
- Tabla 1.2 Capacidad de Generación de Energía Geotermica instalada en el mundo
- Tabla 2.1. Clasificación de los distintos tipos de plantas existentes en la geotermia (GPP)
- Tabla 2.2 Tipos de sistemas de extracción de GNC
- Tabla 2.3. Factor para determinar la aplicación del sistema de extracción de los GNC
- Tabla 2.4. Comparación entre los tipos de rehervidores.(recalentadores aguas arriba)
- Tabla 3.1. Principales ecuaciones de masa
- Tabla 3.2. Principales ecuaciones de energía
- Tabla 3.3. Principales ecuaciones de exergía empleadas en el modelo de la planta
- Tabla 4.1 Parámetros de entrada del modelo

SIMBOLOS Y ABREVIATURAS

AS	Razón de aire-vapor (-)
C_p	Calor específico a presión constante (kJ/kg K)
C_v	Calor específico a volumen constante (kJ/kg K)
\dot{E}_x	Exergía (kW)
f	Fracción gaseosa de Gases No Condensables (% de peso en vapor)
h	Entalpía (kJ/kg)
I	Exergía perdida (kW)
M	Masa molar (kg/kmol)
\dot{m}	Flujo másico (kg/s)
P	Presión (kPa)
Ru	Constante Universal de los Gases, 8.314 kJ/(kmol K)
\dot{Q}	Flujo de Calor (kW)
s	Entropía (kJ/kg K)
t	Numero de periodos de explotación del proyecto
T	Temperatura (K)
TAE	Aire total equivalente (kg/s)
\dot{V}	Flujo volumétrico (m ³ /s)
W	Masa del agua que circula por unidad de masa de aire seco (-)
\dot{W}	Potencia/Trabajo (kW)
x	Calidad (-)

LETRAS GRIEGAS

η	Eficiencia (%)
v	Volumen específico del vapor (m ³ /kg)
ΔP	Delta de presión, diferencia de presión, caída de presión (Pa)
γ	C_p/C_v (-)
ΔT	Delta de Temperatura, diferencia de temperatura (°C)
ω	Razón de humedad (-)

ABREVIACIONES

CS	Sistema de Compresor
EES	Engineering Equation Solver
PGP	Planta geotermica generadora de potencia.
CPAP	Compresor de alta presión
HS	Sistema Híbrido
CPBP	Compresor de baja presión
LRVP	Bomba de vacío de anillo líquido
GNC	Gases No-condensables
RS	Sistema de recalentamiento
SJE	Eyector de chorro de Vapor

1 INTRODUCCIÓN

1.1 Contexto actual de la energía geotérmica.

Ferdinand Reynaut diseñó e implementó en el año de 1884 un sistema que con base en un intercambiador de calor, que funcionaba con la alimentación del fluido geotérmico extraído de pozos por una parte, y el agua de un riachuelo próximo como fluido secundario, el cual tenía la función de alimentar vapor a una maquina de 9 caballos de fuerza. Este sistema es considerado como una de las primeras aplicaciones geotérmicas sobre generación de energía mecánica.

Los primeros arreglos donde se utilizó la geotermia como fuente para producir energía eléctrica, datan del año 1904 en Larderello, Italia, donde por órdenes del príncipe Piero Ginori Conti se construyeron sistemas los cuales alimentados por vapor geotérmico accionaban una maquina de $\frac{3}{4}$ de caballo de fuerza que a su vez producía energía eléctrica por medio de un generador de corriente directa, que servía para brindar iluminación a la planta de Larderello (figura 1.1).

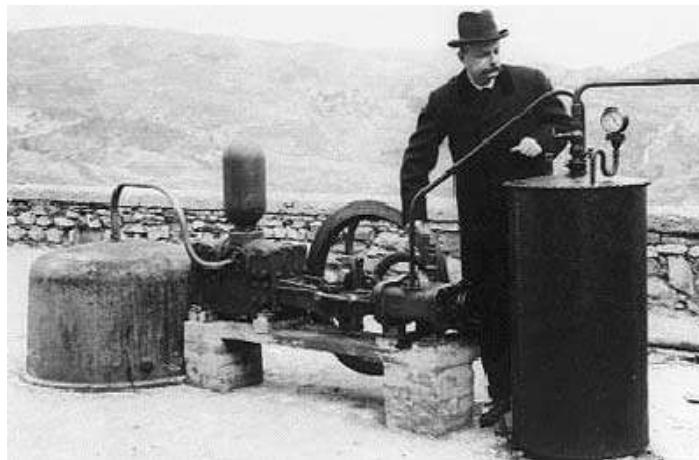


Figura 1.1 Piero Ginori Conti primera planta Geotermoeléctrica en Larderello Italia.

A mediados del siglo XX esta tecnología fue creciendo y diversificándose en distintos países pioneros (Italia, Nueva Zelanda, EUA, Japón) en el uso de la energía geotérmica como fuente competitiva, limpia, renovable y sustentable para la producción de electricidad como alternativa a tecnologías convencionales de generación. A través de los años varias tecnologías de generación fueron evolucionando e implementándose según las necesidades locales. En 1980 la capacidad mundial instalada era aproximadamente de 2500 MW, la cual estaba distribuida en más de 13 países.

Después de estos adelantos, la forma en que se generaba energía eléctrica se fue mejorando día a día, trayendo a flote sistemas más eficientes, con mayor capacidad, menores costos y con una tecnología mas competitiva hasta poder llegar a observar los métodos actuales en distintas plantas en operación alrededor del mundo. Cabe aclarar que la diversificación de los usos no eléctricos en la

geotermia fue creciendo de la mano en este proceso. En la actualidad estos ocupan un lugar preponderante en el futuro energético de distintos países.

Actualmente el parque de generación mundial con geotermia esta distribuido primordialmente en la siguiente lista de países con su respectiva capacidad instalada, actualizada al año 2010. (Ver Tabla 1.1)

Tabla 1.1 Capacidad de Generación de Energía Geotérmica instalada en el mundo,
Fuente: International Geothermal Association.

País	En 1990 MW	En 1995 MW	En 2000 MW	En 2005 MW	En 2010 MW
Argentina	0.7	0.6	0	0	0
Australia	0	0.2	0.2	0.2	1.1
Austria	0	0	0	1	1.4
China	19.2	28.8	29.2	28	24
Costa Rica	0	55	142.5	163	166
El Salvador	95	105	161	151	204
Etiopia	0	0	8.5	7	7.3
Francia	4.2	4.2	4.2	15	16
Alemania	0	0	0	0.2	6.6
Guatemala	0	33.4	33.4	33	52
Islandia	44.6	50	170	322	575
Indonesia	144.8	309.8	589.5	797	1197
Italia	545	631.7	785	790	843
Japón	214.6	413.7	546.9	535	536
Kenya	45	45	45	127	167
México	700	753	755	953	958
Nueva Zelandia	283.2	286	437	435	628
Nicaragua	35	70	70	77	88
Papúa Nueva Guinea	0	0	0	39	56
Filipinas	891	1227	1909	1931	1904
Portugal (Los Azores)	3	5	16	16	29
Rusia (Kamchatka)	11	11	23	79	82
Tailandia	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3
Turquía	20.6	20.4	20.4	20.4	82
USA	2774.6	2816.7	2228	2544	3093
Total	5831.7	6866.8	7974.1	9064.1	10716.7

En la actualidad, México es uno de los países más avanzados en cuanto a la producción de energía geotermoeléctrica. Los inicios de la utilización de energía geotérmica se remontan a los años sesenta, en los que se comenzó a explotar el campo geotérmico de Pathé en el estado de Hidalgo. Desafortunadamente, la falta de permeabilidad del campo determinó que el experimento terminara en un fracaso a pesar de que se tenía un gradiente geotérmico en el área de aproximadamente 550 °C/km. De los 3500 kilowatts instalados sólo se pudieron producir 150, por lo cual se clausuró la planta.

Dos campos, el de Cerro Prieto y el de Los Azufres en Michoacán se encuentran ya en la etapa de producción y por lo menos dos más: la Primavera (Jalisco) y los Humeros (Puebla), se encuentran ya muy avanzados en la etapa de evaluación y se espera que dentro de pocos años comenzarán también a producir electricidad a partir de fluidos geotérmicos. Asimismo, se cuenta con 27 campos donde se han concluido los estudios de factibilidad, de los cuales se han seleccionado 16 para continuar con la etapa de perforación de pozos de exploración, entre éstos se tienen: Las Tres Vírgenes (Baja California Sur), El Ceboruco (Nayarit), Las Planillas (Jalisco).

También se están llevando a cabo intentos por desarrollar las zonas geotérmicas de Los Negritos e Ixtlán de los Hervores en Michoacán, estos campos aún se encuentran en la fase de evaluación y su pronta exploración.

El campo geotérmico de Cerro Prieto es uno de los más grandes del mundo y hasta el momento tiene una capacidad instalada para producir 620 MW de energía eléctrica; pero el campo tiene capacidad para generar mucha más energía y se ha planeado aumentar su producción a más de 700 MW en los próximos años, ya que se cuenta con reservas probadas de 220 MW y reservas probables de más de 220 MW (Figura 1.2).



Figura 1.2 Localización de los principales campos geotérmicos de México

Debido a que la zona en que se encuentra localizado este campo no tiene un alto consumo de energía eléctrica por ser una zona eminentemente agrícola, existe un excedente de energía eléctrica, el cual es exportado a Estados Unidos, lo cual

significa una entrada de divisas para el país. Además de la generación de electricidad, en la planta geotermoeléctrica de Cerro Prieto se planea instalar también un sistema para la extracción y comercialización de cloruro de potasio, por el cual se llegarán a producir 80 000 toneladas métricas por año.

Por otra parte, el campo geotérmico de Los Azufres ha estado siendo probado por medio de plantas piloto que producen un total de 25 MW (Figura 1.2), lo cual corresponde casi al consumo de energía eléctrica de la ciudad de Morelia, Michoacán. Después de observar los resultados obtenidos con estas plantas, se determinó que este campo tiene capacidad para producir más energía, por lo cual se está ya construyendo una planta que generará más de 50 MW de electricidad (el campo tiene una reserva probada de 135 MW y una reserva probable de 165 MW). Una particularidad de la explotación proyectada del campo geotérmico de Los Azufres es que la totalidad del agua separada del vapor que va a las turbinas es reinyectada en el yacimiento a través de once pozos, con lo cual se evita la contaminación del medio ambiente.

En México se comenzó la producción geotérmica industrial (75 MW) en Abril de 1973, es decir, hace más de 35 años generando en la planta ubicada en Cerro Prieto sin mayores problemas. Lo que inicialmente se desarrolló como una fuente alternativa de energía para diversificar la oferta de fuentes primarias, en la actualidad se ha transformado en una fuente de energía económica, que incluso compite con centrales de ciclo combinado a los precios de mercado del gas natural mexicano.

México tiene actualmente una potencia neta instalada de 720 MW en Cerro Prieto, 193 MW en Los Azufres, 30 MW en Los Humeros y 10 MW en Tres Vírgenes. Aunque la energía geotérmica generada en México representa sólo el 3% del total Nacional, cada campo tiene sus características muy particulares; por ejemplo: Cerro Prieto con sus 720 MW, es el soporte básico de la generación en el sistema aislado del noroeste del país, frontera con California (figura 1.3), donde hasta hace poco su aporte era del 75% de ese sistema.

Los Azufres, en el altiplano mexicano a 2800 m sobre el nivel del mar y a 200 km de la capital del país, genera casi 200 MW con la gran ventaja que, el sistema central no consume agua de enfriamiento ni emite gases de combustión. Los Húmeros con 40 MW es el yacimiento con más alta temperatura del país (400° C).



Figura 1.3 Localización del campo geotérmico Cerro Prieto, Baja California Norte.

Del total de campos ya evaluados se tiene una reserva probada de más de 100 MW y la reserva probable es de más de 1400 MW. Debe admitirse que aun desarrollando la totalidad de los recursos con que cuenta el país, la energía geotérmica no podría cubrir la demanda total de energía eléctrica. Sin embargo, por la abundancia de campos geotérmicos en México, esta fuente de energía sí puede representar una contribución significativa para satisfacer las necesidades energéticas del país, por supuesto, sin pasar por alto su utilización directa en procesos industriales, la cual aún debe implementarse y podría significar un considerable ahorro de combustibles fósiles y una disminución en los niveles de contaminación.

1.2 Antecedentes

Fluidos geotérmicos de alta temperatura son ampliamente utilizados para la producción de electricidad y la capacidad de generación de energía de las plantas geotérmicas (PGP – Plantas Geotérmicas de Potencia) instalada total en el mundo ha llegado a ser 10,715 MW con 520 unidades en 2010. Un aumento de aproximadamente el 20% en cinco años, en el período 2005-2010, se ha logrado después de tener una tendencia lineal estándar de 350 MW/año, con un incremento evidente del valor promedio de alrededor de 200 MW/año en el período anterior 2000-2005 (Nurdan YILDIRIM ÖZCAN, 2010).

La energía geotérmica puede ser producida por vapor seco, y plantas Kalina, que dependiendo de la temperatura y el estado del fluido geotérmico se clasifican como evaporación súbita (simple y doble flash) estas GPP son la generación de energía más comúnmente utilizado sistemas con una cuota total del 61% en la capacidad instalada en el mundo, principalmente porque los reservorios geotérmicos están formados de manera dominante por sistemas de líquido hidrotermal (Bertani, 2010).

El vapor geotérmico, que fluye a través de todo el ciclo entero en una PGP convencional (vapor seco y flash-steam), contienen una mayor concentración de gases no condensables (GNC – Gases No Condensables) formados principalmente por CO₂, H₂S, NH₃, N₂ y CH₄. La cantidad de GNC contenida en el vapor geotérmico tiene un impacto significativo en el rendimiento de la producción de energía de una PGP, debido a que interfieren con la transferencia de calor en el condensador formando un efecto “gas-inerte” lo cual eleva la temperatura del condensador y la presión de nuevo en la turbina, reduciendo su producción de salida. Dependiendo de los recursos geotérmicos, la fracción de los GNC varía el mundo, desde casi cero hasta 25% en peso de vapor (Hall, 1996; Coury et al, 1996).

En la práctica, el efecto de los GNC sólo se puede superar mediante la evacuación de ellos, junto con una porción de vapor (Vorum and Fritzler 2000). La potencia necesaria para extraer los GNC de los condensadores y hacerlos salir a la atmósfera o un sistema de reducción, es suministrada de la electricidad generada, lo que perjudica seriamente el rendimiento de producción de energía de la planta (Duthie y Nawaz, 1989). Los GNC también disminuyen la exergía del fluido reduciendo el trabajo disponible en la planta. Por lo tanto, la evaluación del trabajo del sistema en el que se encuentra funcionando la turbina debe considerar el contenido de los GNC (Montero, 1990). Comparando con las centrales eléctricas alimentadas con combustibles fósiles, las PGP requieren de mayor capacidad en los sistemas de eliminación ó extracción de GNC, que ocupan gran parte del costo total de la planta.

Por lo tanto, la selección del sistema de extracción de GNC se convierte en una preocupación importante en las etapas de planificación y diseño básico de la planta, que tienen como objetivo maximizar la salida de potencia neta y minimizar la inversión en cuanto a operación y mantenimiento de la PGP en una perspectiva a largo plazo se refiere. (Tajima y Nomura, 1982 ; Hankin et al, 1984)

Los efectos que tienen los GNC en el funcionamiento de las PGP fueron estudiados primero por Khalifa y Michaelides en 1978. En el estudio del CO₂ se tomó en cuenta como un GNC y también la influencia que tenía sobre el funcionamiento de varios componentes y equipos de la PGP, como la turbina, el condensador y el sistema de extracción de gases, habían sido analizados termodinámicamente de manera simple, de manera frecuente en diversas PGP. El estudio realizado mostró que la presencia del 10 % de CO₂ en peso de vapor en el vapor geotérmico, tiene una disminución del orden de 20-25 % en la salida neta de trabajo, comparado a un sistema limpio de vapor (Khalifa y Michaelides, 1978).

Debido a que el coeficiente de transferencia térmica de los GNC en el condensador se reduce, Michaelides (1980) propuso un sistema de destello en la cabeza de pozo para separar los GNC antes de que entren en la turbina y determinó la temperatura de destello dependiendo del contenido de los GNC. Entonces fue tomado en cuenta que el contenido de los GNC en el vapor es un factor importante que afecta el trabajo que se realiza en el proceso de la PGP. Si

el contenido inicial de gas fuera más alto que el 0.1 % por el peso de vapor, la separación del GNC mediante flasheo causa la recuperación de cantidades de trabajo más altas (Michaelides, 1980).

En otra investigación realizada de Michaelides (1982), propone diferentes sistemas de extracción de los GNC, como eyectores, bombas, compresores y el sistema combinado con eyectores de vapor de chorro y compresores también fueron estudiados. En este estudio fue explicado que, los eyectores son dispositivos simples, baratos y requieren poco mantenimiento. Sin embargo, son ineficaces y consumen mucho potencia que se ha generado en la GPP. Los compresores y las bombas, aunque son más eficientes, son caros y requieren mantenimiento frecuente, entonces de manera general, los eyectores son usados donde el contenido de los GNC es relativamente bajo y los compresores son usados donde el contenido de GNC es alto.

Tajima y Nomura (1982) y Hamano (1983) fueron estudiados cuatro sistemas diferentes de extracción de GNC, que fueron: eyectores de vapor de chorro, compresores centrífugos de gas, los sistemas combinados de eyectores de vapor de chorro y compresores centrífugos, y una presión previa a entrar a la turbina sin el sistema de extracción de los GNC. La evaluación se realizó mediante la comparación el costo que genera la energía eléctrica, el costo del vapor y el costo de inversión para cada una de las cuatro alternativas los sistemas de extracción de GNC.

1.3 Planteamiento del problema

Dentro del funcionamiento de una planta geotérmica de flasheo simple, se utiliza una mezcla líquido vapor que viene directamente de los pozos geotérmicos, y se dirige a la turbina para producir electricidad. Sin embargo esta mezcla contiene una cantidad de GNC que afectan negativamente la operación de la planta. Es aquí donde surge la necesidad de realizar la optimización de la extracción de los GNC, para lograr aprovechar al máximo la energía contenida en el fluido que se extrae del yacimiento geotérmico.

Para ello se analizarán los diferentes sistemas de extracción de GNC aplicados a las condiciones de un caso en particular. Los parámetros que se tomarán en cuenta para la investigación serán:

- la generación de potencia
- a relación que tiene entre costos de operación en la planta,
- las eficiencias involucradas en el proceso de generación de potencia.
- las temperaturas involucradas
- las presiones del fluido
- el sistema de extracción de Gases No-Condensables

1.4 Hipotesis

Motivados por la problemática global de los NCGs en los sistemas de generación geotérmica, en el presente trabajo se realizará una comparativa entre los diferentes sistemas de extracción de gases: sistemas híbridos con eyectores de vapor, compresores centrífugos y sistemas de recalentamiento de fluido.

Con esta información y los estudios e investigaciones que se llevaran a cabo, se logrará hacer más eficiente el proceso de generación de energía y por lo tanto se espera reducir los costos de operación y mantenimiento de la planta.

1.5 Objetivos

Determinar el sistema de extracción de Gases No-Condensables (GNC o NCG) y los parámetros óptimos de operación en una planta geotérmica de flasheo simple.

1.5.1 Objetivos Particulares

- Estudiar los diferentes sistemas de extracción de Gases No-Condensables para seleccionar el más adecuado en base a las características del fluido geotérmico.
- Establecer el modelo termodinámico y el modelo económico de una planta geotérmica de flasheo simple.
- Formular con los datos y condiciones que se obtengan del análisis termoeconómico, la función objetivo; la cual se optimizará maximizando o minimizando según sea el caso.

1.6 Desarrollo de la Tesis

El desarrollo de la tesis se llevará de la siguiente manera:

- El modelado de una GPP del tipo flasheo simple (*single flash*) con el estudio dirigido de manera particular en los sistemas de extracción de GNC.
- Desarrollo de un código basado en los balances de masa, energía, exergía.
- La validación del modelo para la GPP de Kizildere Turquía, que es una planta del tipo *single flash*.
- La simulación termodinámica de la GPP tipo *single-flash* dependiendo el campo geotérmico (NCG la fracción, la presión de separador), la planta (la presión de condensador y la temperatura de entrada de turbina), y parámetros ambientales (la temperatura de condensación).

El modelo en estado estable es desarrollado para una GPP de tipo *single flash* teniendo como opción de sistema de extracción de GNC el sistema de compresor (CS). Se ha desarrollado un código mediante el EES (Engineering Equation Solve) incluyendo la masa, la energía y equilibrios de exergía para cada componente de planta.

La simulación es realizada con los parámetros de entrada que tiene el campo geotérmico los cuales son: la fracción de los GNC, la presión de separador, la presión de condensador y la temperatura de entrada de turbina, las referencias ambientales (temperatura y presión de referencia).

1.7 Estructura de la Tesis

En el presente trabajo, en el Capítulo 2, se introducen los tipos de plantas geotérmicas generadoras de potencia y sistemas de extracción de gases, el estudio de la bibliografía general sobre los sistemas de extracción de GNC también se resumen en este capítulo.

Los modelos termodinámicos y termo económicos de la planta así como la descripción del caso base son presentados en el Capítulo 3.

La información detallada acerca de los balances masa, energía y de exergía y el análisis económico en el modelo se presentan en el Capítulo 4. La metodología que se siguió en el modelo se explica en este capítulo

Los resultados de la modelización y la simulación así como la conclusiones se presentan en el Capítulo 5.

2 PLANTAS GEOTERMICAS Y SISTEMAS DE EXTRACCION DE GASES.

2.1 Tipos de plantas geotermicas.

La energía geotérmica tiene su origen en la diferencia de temperaturas que existe en el interior de la tierra. La Figura 2.1, muestra el esquema conceptual de un campo geotérmico.

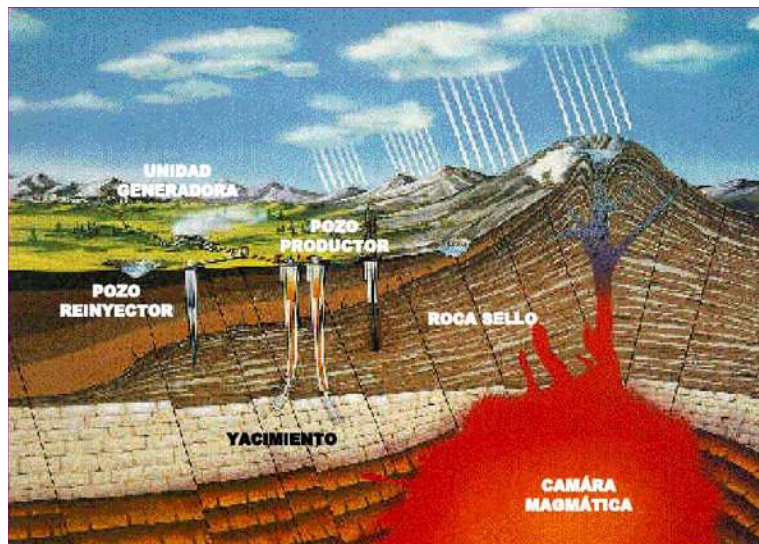


Figura 2.1. Planta geotérmica de producción de electricidad (GPP).

Como se puede apreciar en la Figura 2.1, la energía geotérmica es la energía almacenada en forma de calor por debajo de la superficie sólida de la Tierra y dependiendo del tipo de yacimiento del que se obtenga, ésta tiene ciertas características y aplicaciones. A continuación se realizara una descripción muy general de estos tipos de yacimientos:

- **Yacimientos de baja entalpia.** En los que la temperatura se encuentra por debajo de los 100°C y se utilizan en usos directos.
- **Yacimientos de media entalpia.** La temperatura de estos yacimientos se localiza entre los 100 y 150°C y se utilizan para la producción de electricidad mediante ciclos binarios. Generalmente los ciclos binarios son Ciclos Rankine Orgánicos (ORC) y generalmente utilizan isopentano o salmuera como fluido de trabajo.
- **Yacimientos de alta entalpia.** Son aquellos en los que la temperatura se encuentra por encima de los 150°C y se utilizan para la producción de electricidad.

Se han mencionado las características de los yacimientos geotérmicos y algunas aplicaciones, sin embargo, los sistemas geotérmicos se pueden clasificar en varios tipos dependiendo de la temperatura o de las profundidades empleadas.

Los sistemas a poca profundidad se pueden dividir en sistemas de extracción de calor (con una bomba de calor geotérmica) y sistemas de almacenamiento de energía (frío y calor). Los sistemas geotérmicos profundos extraen calor terrestre del subsuelo y se instalan a profundidades hasta de 4,000 metros por debajo de la superficie. Si las temperaturas sobrepasan los 120 °C se puede generar electricidad.

A continuación la Figura 2.2, muestra de manera resumida las aplicaciones industriales y comerciales de acuerdo con la temperatura de la energía geotérmica.

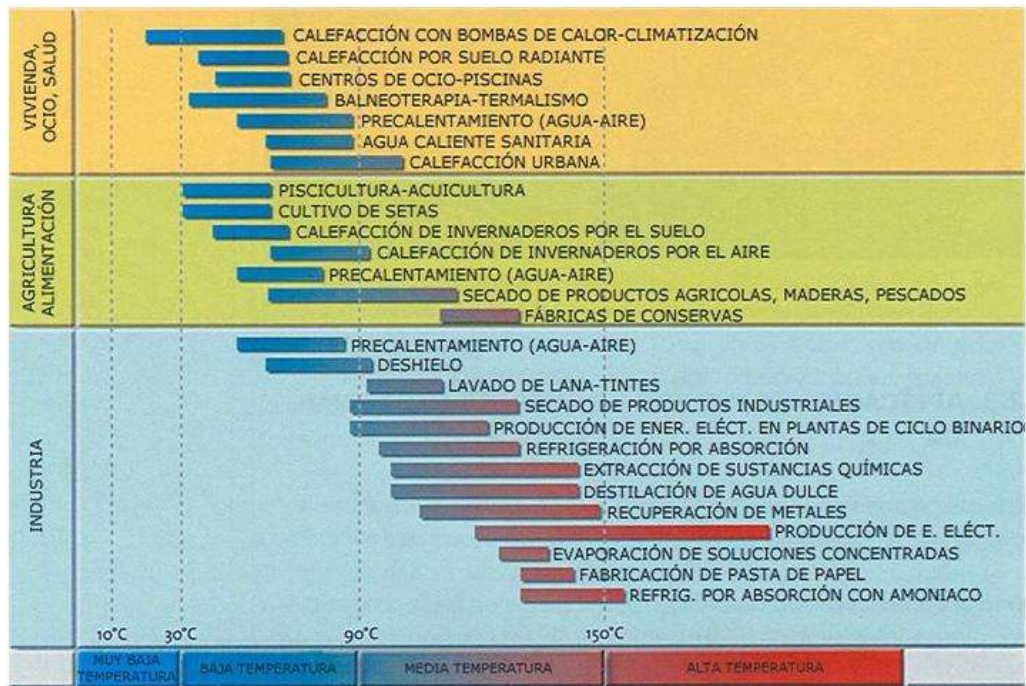


Figura 2.2. Aplicaciones de la energía geotérmica de acuerdo con la temperatura.

En base a lo anterior, se pueden encontrar tres tipos de plantas para generar energía eléctrica procedente de los recursos geotérmicos, en función de las características y naturaleza del fluido geotermal disponible y la profundidad del mismo. A continuación, en la tabla 2.1 muestra la clasificación de los distintos tipos de plantas existentes en la geotermia:

Tabla 2.1 Clasificación de los distintos tipos de plantas existentes en la geotermia.

Tipo de Planta	Variante
Vapor seco	Ciclo directo sin condensación
	Ciclo directo con condensación
	Ciclo indirecto con condensación y recuperación de aguas mineralizadas.
Tipo Flash	Single Flash
	Doble Flash
Plantas Binarias	ORC
	Kalina

2.1.1 Plantas de vapor seco.

Los campos geotérmicos de vapor seco son los que permiten utilizar la tecnología más sencilla ya que el fluido geotérmico se puede llevar directamente a la turbina para producir electricidad. La producción de vapor en los pozos es por expansión al reducir la presión, de modo muy similar a la producción de gas natural.

Están formadas principalmente por una serie de sondeos o pozos de captación que permiten captar la mezcla agua-vapor. En el terreno, con un separador vapor-agua, se extrae el vapor que hace funcionar la turbina para la generación de electricidad. Después de este proceso, el vapor condensado y el fluido remanente geotérmico se vuelven a reinyectar a la geoterma mediante un circuito cerrado para volver a reanudar el ciclo.

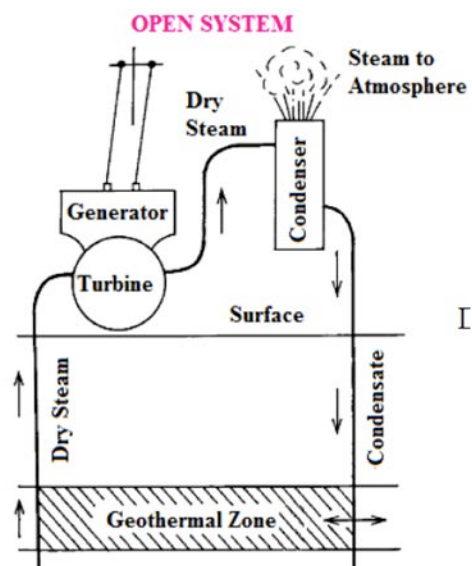


Figura 2.3. Esquema de una PGP que genera electricidad con vapor seco.

2.1.2 Plantas Tipo Flash

Centrales de vaporización súbita (Flash-Steam). Este sistema se utiliza en recursos geotérmicos del tipo *líquido dominante*, que son los de mayor distribución en el mundo. Una vez comprobada la existencia del campo geotérmico, se procede a perforar el pozo productor, hasta llegar a una de las fracturas del yacimiento. De estos pozos productores se extrae el fluido bifásico (líquido caliente y vapor) proveniente del yacimiento o reservorio geotérmico, el cual se transporta a través de una tubería superficial especial llamada vaporducto.

Existen tres tipos de tuberías superficiales: una que transporta la mezcla del líquido y vapor del pozo productor al separador ciclónico, otra que lleva el líquido geotérmico desde el separador ciclónico hasta el pozo de reinyección en caliente y la última que lleva el vapor seco desde el separador hasta la turbina en la casa de máquinas. En todos los casos se trata de tuberías de acero suficientemente gruesas para obtener garantía de que no va tener problemas de dispersión de calor. Además, sobre la tubería se coloca una capa de un aislante térmico, normalmente fibra de vidrio. Este aislante tiene como función impedir que el metal de la tubería irradie en la atmósfera una parte del calor que transita en el interior del conducto. Sobre el aislante térmico se coloca una lámina muy delgada de aluminio para evitar que el aislante térmico se humedezca con las lluvias y se desgarre o se deteriore.

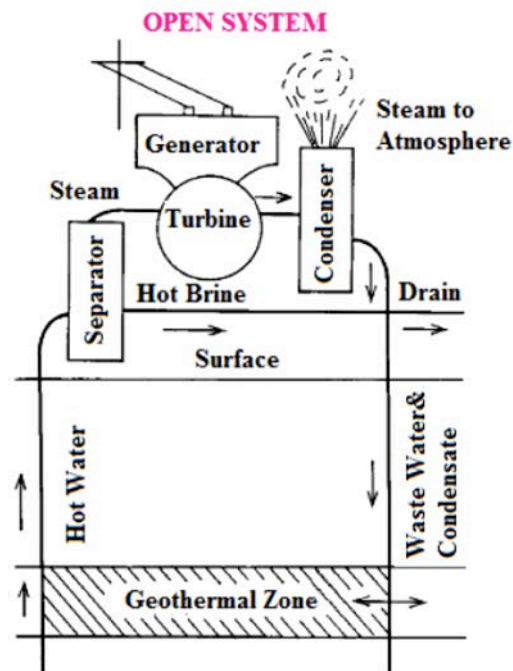


Figura 2.4 Esquema de una GPP tipo Flash-steam.

Entonces la mezcla bifásica extraída es transportada por medio de los vaporductos hasta un *separador ciclónico*. Estos separadores, de forma cilíndrica y normalmente orientados con el eje en posición vertical, se encargan de separar la mezcla bifásica en las fases líquido y vapor debido a la gran diferencia de densidad entre ambas fases, con una pérdida mínima de presión (figura 2.5). La utilización de los separadores es parte del diseño de la planta, y pueden estar localizados en la casa de máquinas, en puestos satélites en el campo o en las cabezas de los pozos.

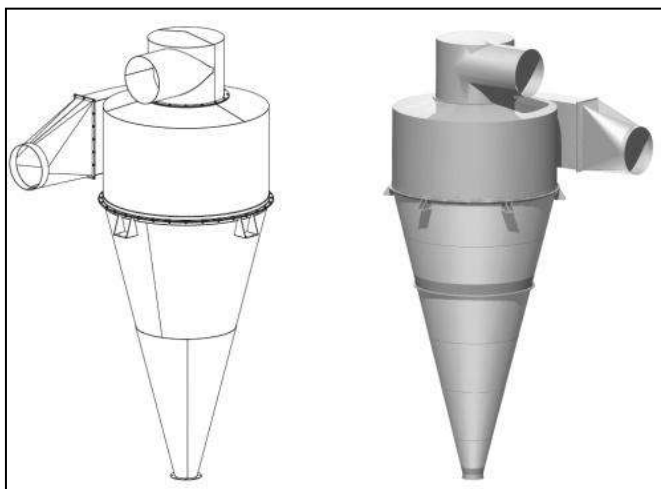


Figura 2.5 Separador ciclónico.

La mayor parte del fluido que entra en el separador ciclónico queda como líquido residual en el tanque. Si dicho líquido no tiene una temperatura elevada, se reinyecta en el campo geotérmico ó se utiliza para usos directos del calor, tales como invernaderos o calefacción. A estos sistemas son llamados “*Single-Flash Steam*.” Atendiendo al número de plantas existentes y al elevado porcentaje que éstas aportan referente al total de energía geotérmica instalada en el mundo, se puede afirmar que las plantas de tipo *single-flash* son el pilar principal de la industria de la energía geotérmica.

Sin embargo, si el fluido está lo suficientemente caliente, puede someterse de nuevo a un proceso de separación, consiguiendo así más vapor aunque a menor presión que el vapor obtenido en primera instancia. Este vapor, junto con la descarga desde la turbina principal, se usa para mover una segunda turbina o la segunda etapa de la turbina principal y generar así electricidad adicional. De esta manera se consigue aumentar la potencia de salida en un 15-25%, y aunque se incrementa el costo de la planta y su mantenimiento, la potencia extra obtenida puede justificar la instalación de estas plantas, que se conocen como plantas “*doble flash*”. Estas plantas son ideales cuando los niveles de impureza son mínimos, y por tanto también lo son los problemas asociados con los depósitos en las tuberías y los gases no condensables (GNC) que afectan la rentabilidad de la planta.

Desde los separadores ciclónicos, el líquido es reinyectado de nuevo al yacimiento en otra ubicación, por medio de pozos de reinyección. Este tipo de reinyección se utiliza para evitar la contaminación del ambiente, y a la vez, prolongar la vida útil del recurso geotérmico. Por su parte, el vapor es conducido que entra en la turbina.

La energía que proviene del movimiento del vapor, se transforma en las turbinas en energía mecánica y luego en el generador, en energía eléctrica. El vapor que ha cedido gran parte de su potencia y temperatura se lleva luego hasta el condensador en donde se realiza el cambio de la fase gaseosa a la fase líquida. Para esto el condensador es rociado internamente por agua que viene de la torre de enfriamiento. El líquido obtenido es un fluido aún caliente, el cual se envía a las torres de refrigeración por medio de bombas.

El vapor (mezcla) que sale de la turbina, trae cierto porcentaje de gases no condensables que cuando se enfrían con agua, siguen siendo gaseosos y no pasan al estado líquido. Este vapor no condensable, se acumula en la parte superior del condensador; desde donde es retirado por medio de tuberías, hacia la parte superior de la torre de enfriamiento.

Los NCG se deben eliminar porque el condensador trabaja a una presión menor que la turbina y debe mantenerse al vacío. De lo contrario, si se mantienen esos NCG en el condensador, se perdería el vacío, y como no podría llegar más vapor proveniente de la turbina, la generación se detendría.

Plantas Single Flash. En las plantas flash (figura 2.6 y 2.7) se obtiene agua muy caliente, generalmente a más de 200 °C, este líquido proveniente del subsuelo es llamado salmuera, se extrae hacia la superficie y de forma muy rápida (*flasheo*) ocurre la división de fases líquido-vapor, separándose la fase vapor mediante separadores vapor-agua, enviando el vapor obtenido a una turbina logrando generar electricidad.

Una planta de potencia flash solo se considera a menudo que el sistema instalado en la primera planta de una zona de nuevo desarrollo geotérmico, sobre todo en los campos geotérmicos. La generación de energía en un ciclo *single flash* implica un mecanismo intermitente realizado por un separador ciclónico; como se representa por su nombre, sólo hay un proceso intermitente durante el ciclo.

Una central de generación de potencia del tipo *single flash* a menudo es considerada como el primer sistema de planta a instalar en un campo geotérmico recién descubierto.

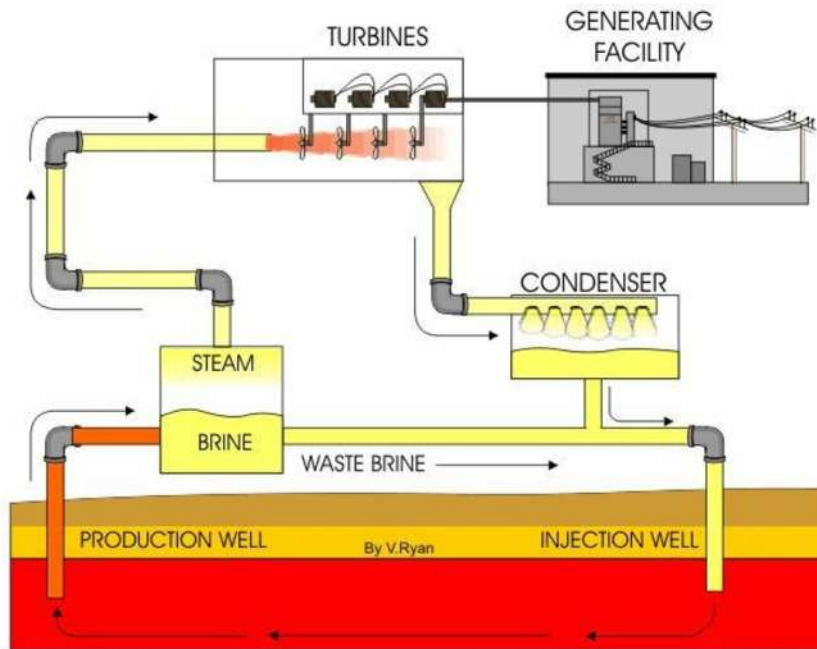


Figura 2.6 Central genérico de una planta geotérmica de generación de electricidad de tipo Flash.

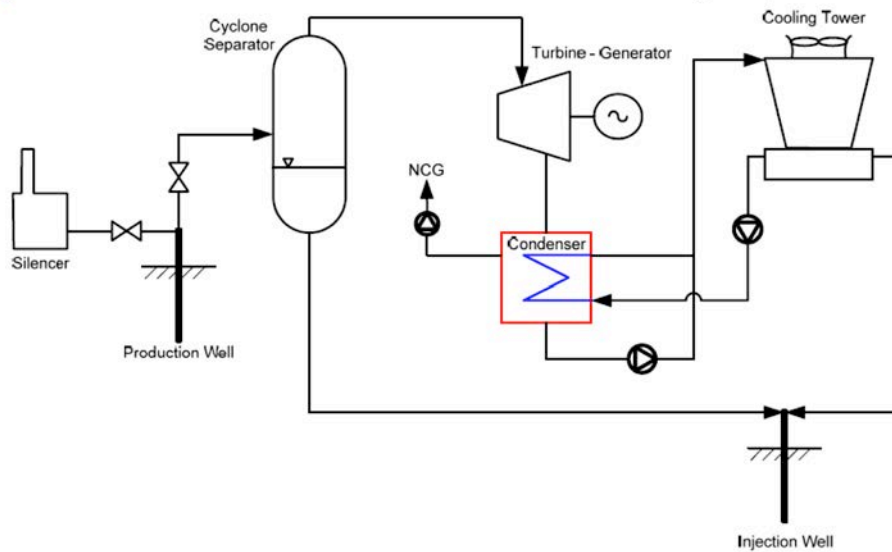


Figura 2.7. Esquema de una central tipo Single-Flash.

El *flasheo* es un proceso muy importante para rescatar la parte líquida de la fase de vapor, que tiene una calidad de vapor alta que es necesaria para la turbina. El vapor separado en el separador principal, es enviado a la turbina de vapor y la fase líquida es reinyectada de nuevo al pozo geotérmico.

Como se ve en la figura 2.6 y 2.7, un condensador se usa para separar la parte líquida de la gaseosa de la mezcla que sale de la turbina. El vapor después de pasar por las turbinas se denomina vapor exhausto. Este vapor exhausto se lleva luego hasta el condensador en donde se realiza el cambio de la fase gaseosa a la fase líquida. Para esto el condensador es rociado internamente por agua que viene de la torre de enfriamiento.

El líquido obtenido es un fluido aún caliente, el cual se envía a las torres de refrigeración por medio de bombas. El intercambio de calor dentro del condensador se alcanza por el agua que refresca el medio y que asu vez es regresada de nuevo a una torre de refrigeración que le quita el calor a esta agua de enfriamiento que viene del condensador y lo deja preparado para repetir nuevamente el ciclo de condensación. Las pequeñas cantidades de agua que se enfrían son pérdidas al entorno durante el proceso en la torre de refrigeración. Algunos líquidos de exceso de la torre de refrigeración pueden ser reinyectados nuevamente al pozo geotérmico.

Ya que el fluido geotérmico contiene varias cantidades de Gases No-Condensables (GNC) como el dióxido de carbono (CO_2), ácido sulfúrico (H_2S), amoníaco (NH_3) y nitrógeno (N_2), tienden a acumularse dentro del condensador aumentando así su presión, estos gases se deben eliminar porque el condensador trabaja a una presión menor que la turbina y debe mantenerse al vacío y por consecuencia el efecto que esto tiene es, que disminuye la salida de potencia de la turbina

Plantas Doble Flash. En el ciclo de doble flash, el agua caliente restante en vez de ser reinyectada, es conducida a un vaporizador (flasher) de baja presión para separar el vapor secundario mediante flasheo. Este vapor es conducido a continuación a una turbina de baja presión o a la misma turbina de media presión entrando por sus etapas intermedias.

La planta Doble Flash (Figura 2.8) es una mejora en el diseño de las plantas del tipo Single Flash en la cual con el fluido de salida se puede producir 15-25% más de Potencia (DiPippo, 2007). La planta es más compleja y más costosa además de que requiere mayor mantenimiento, pero el incremento de la potencia muy a menudo justifica la instalación de estas plantas.

Como una mejora sobre una PGP del tipo *single flash*, una planta del tipo *double flash* emplea dos etapas del tipo *single flash* de dos presiones diferentes del separador. Lo que hace a este ciclo diferente de un ciclo del tipo *single flash*, es el destello secundario del fluido (mezcla) del separador en la primera etapa.

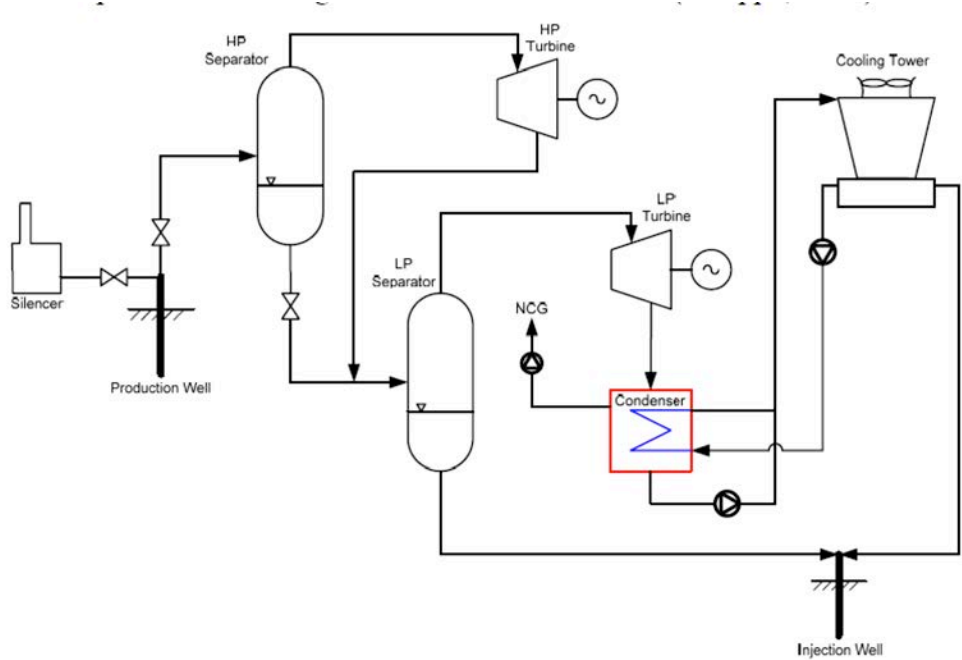


Figura 2.8 Esquema simplificado de una GPP tipo Double-Flash.

2.1.3 Plantas Binarias

Los reservorios que se encuentran entre los 85 °C y 150 °C, son de baja a media temperatura geotérmica y no poseen la suficiente temperatura como para generar parpadeo suficiente de vapor (*flasheo*), pero todavía pueden ser utilizados para producir electricidad en una planta de generación de energía binaria, también, se hace referencia a este tipo de plantas como de ciclo Rankine Orgánico (ORC).

En un planta de ciclo binario (Figura 2.9), el fluido geotérmico se pasa a través de un intercambiador de calor, donde se transfiere su calor a un fluido que tiene su punto de ebullición mas bajo, tal como el propano, iso-butano, iso-pentano o amoníaco; cuando se calienta esta mezcla, el segundo fluido realiza entonces un flash expandiéndose y generando entonces potencia en la turbina.

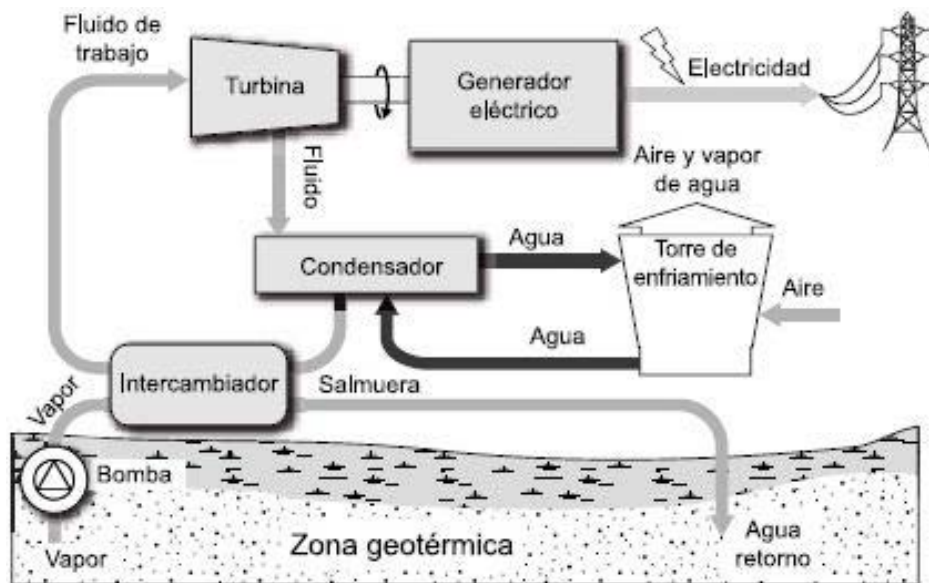


Figura 2.9. Esquema de una GPP tipo Binaria.

2.2 Extracción de Gases No Condensables (GNC)

El vapor geotérmico, que fluye a través de todo el ciclo de las plantas tipo PGP contienen una gran concentración de Gases No Condensables (GNC) que están formados principalmente por CO_2 , H_2S , NH_3 , N_2 y CH_4 . Como ya se mencionó, la cantidad de NCG contenida en vapor geotérmico tiene un impacto significativo en el rendimiento de la producción de energía de un PGP, dependiendo de los recursos, la fracción de los GNC varía a lo largo del mundo desde casi cero hasta un máximo de 25% en peso de vapor de agua.

El contenido de GNC en el vapor geotérmico interfiere con la transferencia de calor en el condensador, debido al efecto de la formación de una capa gaseosa que eleva la temperatura del condensador y la contrapresión en la turbina, lo que provoca la reducción de potencia de salida. En la práctica, el efecto de los GNC sólo puede ser superado mediante la extracción de ellos, junto con una porción de vapor de agua. (Vorum y Fritzler, 2000).

En el condensador aparecen los GNC, que están presentes en el vapor geotérmico y que no se pueden condensar en las condiciones de operación que tiene la planta generadora de potencia, éstos a su vez, restan vacío en el condensador, evitando la función específica del mismo, que es, condensar la mayor parte de fluido que viene de la turbina, a la temperatura más baja que tiene la planta, y generar el vacío para hacer más eficiente la generación de potencia en la turbina, por lo que es de suma importancia extraerlos del condensador.

La energía necesaria para extraer el contenido de GNC de los condensadores y liberar a la atmósfera o a un sistema de reducción se abastece de la electricidad generada, lo que afecta gravemente el rendimiento de la producción de energía dentro del ciclo (Duthie y Nawaz, 1989).

La selección adecuada del sistema de eliminación de los GNC, se convierte en una preocupación importante en etapas de planificación y diseño básico de la planta, cuyo objetivo es maximizar la potencia neta y minimizar la inversión, operación y mantenimiento. El equipo de extracción de gases es seleccionado dependiendo de los NCG contenidos en el recurso geotérmico obtenido a partir del pozo en donde se encuentra la planta geotérmica. Para lograr el propósito se pueden utilizar los siguientes tipos de extracción de GNC:

- Eyectores de Chorro de Vapor (SJES)
- Bombas de Vacío de Anillo Líquido (LRVPS)
- Compresores Centrífugos (CS)
- Sistemas Híbridos (HS)
- Rehervidores (RS)

Para determinar la aplicabilidad de los sistemas de extracción se emplea un factor (f) tomando en cuenta las características específicas de cada equipo y su capacidad para realizar el trabajo de extracción de los GNC este factor se ha establece de acuerdo a la Tabla 2.2.

Tabla 2.2. Factor para determinar la aplicación de sistemas de extracción de NCG.

Factor f	Tipo de sistema de extracción
< 2 %	Eyectores de chorro de vapor
	Bombas de aspiración de anillo líquido
2% - 5%	Sistemas híbridos
5% - 12%	Turbo compresores, compresores centrífugos
f>12%	Turbinas de contrapresión

Algunas plantas geotérmicas y el tipo de sistemas de extracción de GNC empleados se presentan en la Tabla 2.3

Tabla 2.3. Plantas geotérmicas y tipo de sistemas de extracción de GNC empleados, (Kwambai, 2010; Horie et al., 2010; Moya and DiPippo, 2010; Wallace et al., 2009)

Nombre de la GGP	Tipo de GPP	Número de etapas que lo conforman	Tipo de Sistema de Extracción de GNC
Miravalles, U3 Costa Rica.	Single-flash	3	2-SJE y LRVP
Kawerau, Nueva Zelanda	Doble-flash	3	2-SJE y LRVP
Gurmat, Turquía	Double-flash	2	SJE y LRVP
Olkaria-1, Kenya.	Single-flash	2	SJE
Kizildere- Turquía.	Single-flash	3	CS

2.2.1 Compresores Centrífugos (CS)

El aumento de la fracción de los GNC, produce aumentos del consumo de vapor de los eyectores de vapor de chorro y el costo operacional, y por consiguiente este equipo en particular se hace poco rentable. Los compresores centrífugos (figura 2.10) aunque caros al inicio de su instalación, es la mejor opción para tener una eficiencia isentrópica del alrededor del 75 %.

Cuando se trabaja con grandes cantidades de GNC, este sistema de extracción de gases se convierte en la mejor opción, comparada con otros sistemas. Los compresores centrífugos son caros de instalar así como su mantenimiento. En algunos casos, la compresión de los GNC requiere hasta el 20% de la potencia producida por la planta. Pero los compresores son casi 30% más eficientes que las bombas de vacío de anillo líquido (LRVP) y 250% más eficientes que los eyectores de vapor de chorro (SJE), (Barber-Nichols, 2010).



Figura 2.10 Corte del compresor para observar las partes que lo conforman.

2.2.2 Bombas de Anillo Líquido (LRVP)

Las bombas de vacío de anillo líquido (LRVP), pertenecen al grupo de bombas de desplazamiento positivo. El rasgo característico de este tipo de bomba es la transmisión de energía del impulsor al fluido bombeado mediante un anillo líquido. Se puede observar el diseño básico de una LRVP en las figuras 2.13.

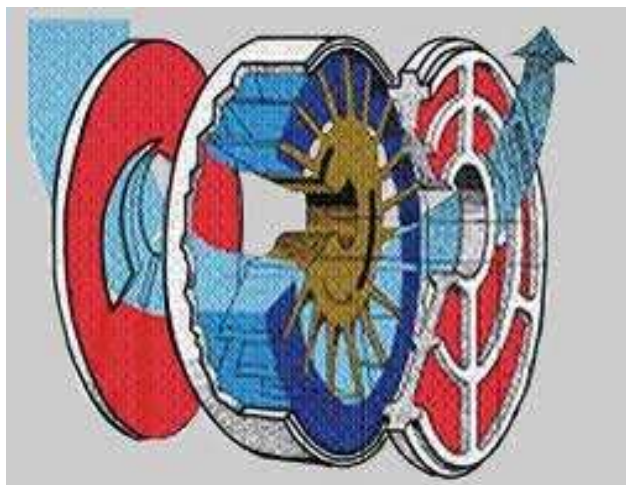


Figura 2.13. Esquema de la vista interior de una bomba de aspiración de anillo líquido (funcionamiento).

El sistema de LRVP aumenta la presión de gas haciendo girar un impulsor excéntrico dentro de una cubierta cilíndrica. El líquido (por lo general el agua) es alimentado en la bomba, y, por la aceleración centrífuga, forma un anillo móvil cilíndrico contra el interior de la cubierta. Este anillo líquido crea una serie de sellos en el espacio entre las paletas de impulsor, que forman cámaras de compresión. La excentricidad entre el eje del impulsor de rotación y el eje geométrico de la cubierta, causan una variación cíclica del volumen incluido por las paletas y el anillo líquido.

El gas entra a la bomba mediante un punto de admisión al final de la cubierta. El gas es atrapado en las cámaras de compresión formadas por las paletas de impulsor y el anillo líquido. La reducción del volumen causado por la rotación de impulsor, aumenta la presión del gas que fuerza al punto de admisión su descarga (Lehmann, 1995)

Las bombas de aspiración de anillo líquido (LRVP) tienen relativamente alta eficiencia, pero alto costo de inversión y generalmente son usados solo en flujo bajos donde no requieren proporciones de presión grandes. Se han propuesto las LRVP para emplear en las plantas geotermicas usadas en serie con un eyector de vapor de chorro, que proporcionaría la primera etapa de compresión.

2.2.3 Eyectores de Chorro de Vapor (SJES)

Un eyector es un tipo de bomba de vacío o compresor, que quita los GNC del condensador. Debido a que un eyector no tiene partes como: válvulas, rotores, pistones u otras partes móviles, esto lo hace un componente relativamente económico, tiene un funcionamiento sencillo y requiere relativamente poco mantenimiento.

La figura 2.14 muestra un diagrama de un eyector de vapor de chorro de una sola etapa. Un eyector de vapor funciona sobre el principio de una tobera. El vapor es ampliado por el inyector a la presión de succión de diseño. La energía de presión del vapor es convertida a la energía de la velocidad y en la salida del inyector en altas velocidades supersónicas el vapor pasa por la cámara de succión y entra en el difusor que converge o diverge en el difusor, como vapor de gas asociado con con agua.

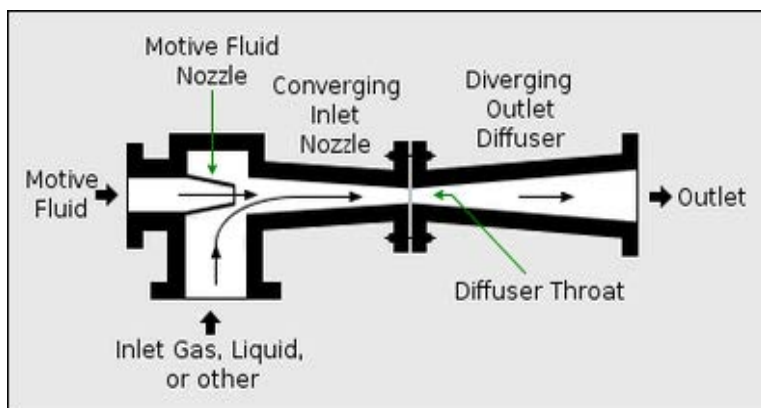


Figura 2.14 Eyector de chorro de vapor de una etapa.

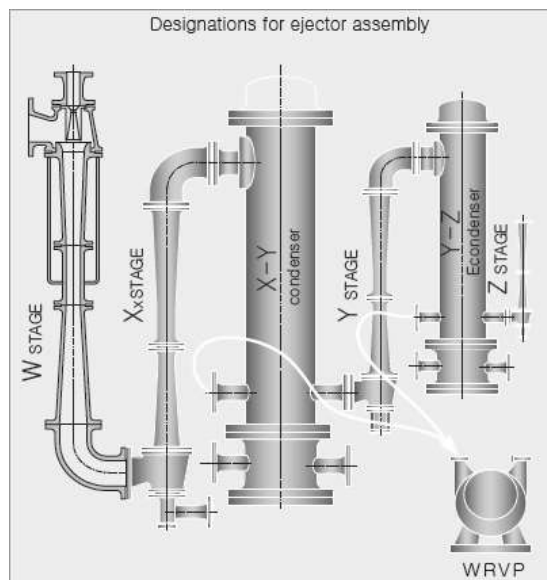


Figura 2.15. Sistema de eyectores de chorro de vapor de dos etapas.

Debido a que la capacidad es fijada por sus dimensiones, un eyector solamente, tiene límites sobre la compresión total y el rendimiento que puede entregar. Se puede crear un arreglo de dos o más eyectores en serie para la que la compresión sea mayor. La figura 2.15 muestra un diagrama de un sistema de eyectores de dos etapas.

Dos etapas de compresión igual, dan una disminución en el consumo de vapor, comparado al sistema de eyector de una sola etapa (Birgenheier et al., 1993; Swandaru, 2006). En un sistema consecutivo, los condensadores usualmente son entre eyectores de manera sucesiva. Mediante condensación, el vapor antes de entrar a la corriente en la siguiente etapa, reduce la carga de vapor.

Esto permite a eyectores más pequeños ser usados, y reduce el consumo de vapor. Los precondensadores (refrigeradores de gas) pueden ser añadidos para reducir la carga sobre el eyector de la primera etapa, y poder tomar en cuenta un equipo más pequeño. Un dispositivo secador después del condensador también puede ser añadido, condensando así el vapor de la etapa final. La adición de este dispositivo, no afectará el funcionamiento del sistema total, puede mejorar la calidad del vapor y tenerlo disponible para ser nuevamente usado.

2.2.4 Sistemas Híbridos (SH)

La integración de un SJE con una LRVP o un Compresor Centrífugo se menciona como un CH (figura 2.16). Este dispositivo construido, es uno de los métodos más eficientes para producir un vacío en el proceso. Un SH teniendo un SJE combinado con una LRVP es lo más común utilizado en la plantas generadoras de potencia alrededor del mundo. Por mencionar un ejemplo los primeros y más recientes casos que una LRVP que es usada en un GPP para el retiro de los GNC, son los que están en la central eléctrica Onikobe, en Japón y la planta Gurmat, en Turquía.

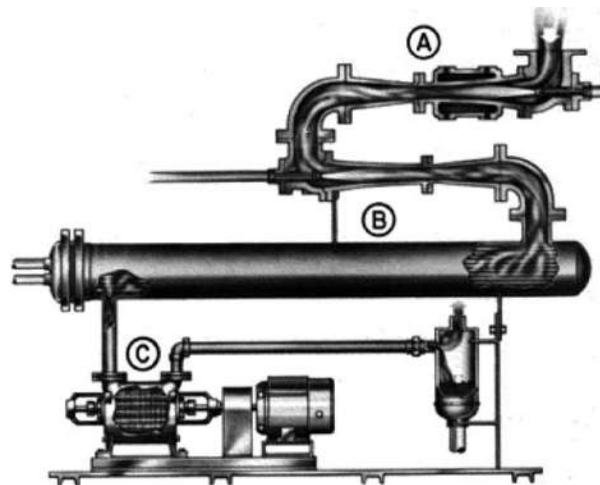


Figura 2.16 Sistema Híbrido de Extracción de GNC (HS) con un SJE y LRVP.

2.2.5 Rehervidores (RS)

Estos sistemas ofrecen tecnología para la eliminación de GNC partir del vapor geotérmico, aguas arriba de la turbina. Algunas de las ventajas de los sistemas de recalentamiento son:

- La alimentación de vapor a la turbina es menos corrosiva.
- La concentración GNC en el vapor se reduce drásticamente, condensadores de contacto directo pueden ser utilizados en la planta de energía, en lugar de los condensadores de superficie.

Rehervidor Horizontal de Tubo por Evaporación. Un rehervidor horizontal por evaporación de tubo se ilustra en la figura 2.17. El vapor de la cabeza del pozo entra en una de las cajas del tubo y fluye en el lado del tubo del transformador de calor. La temperatura del lado del tubo y la presión son más altas que el lado de carcasa. La diferencia de temperaturas causará el vapor se condense sobre el lado de tubo y el condensado se evapore sobre el lado de cubierta.

El condensado y la mezcla de vapor (vapor de agua y GNC) que no se condensó en los tubos, se dirigen hacia a una cámara donde el condensado y los gases son separados. El condensado no evaporado es devuelto a los inyectores por una bomba de recirculación.

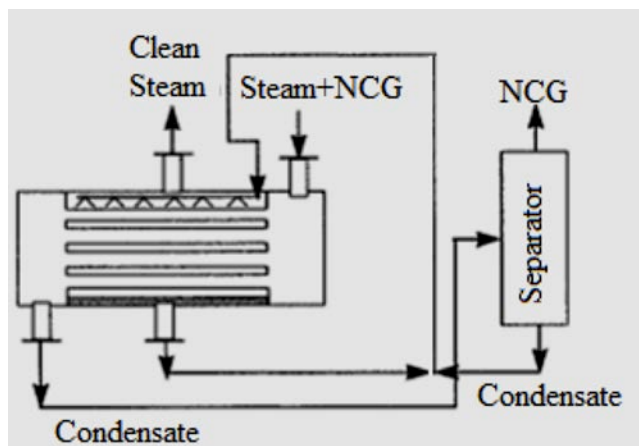


Figura 2.17. Esquema de un Rehervidor Horizontal tipo tubo.

Rehervidor Tipo Kettle. Este tipo de rehervidor consiste en un conjunto de tubos en forma de U sumergidos en el condensado (Figura 2.18). El vapor geotérmico que contiene los GNC fluye dentro de los tubos.

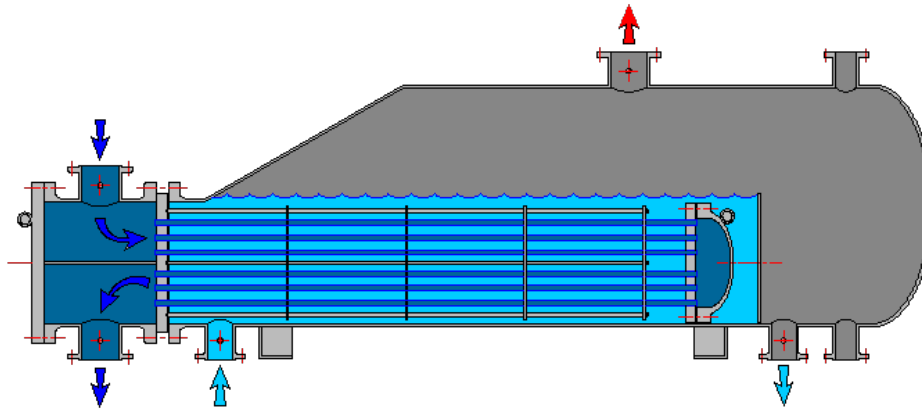
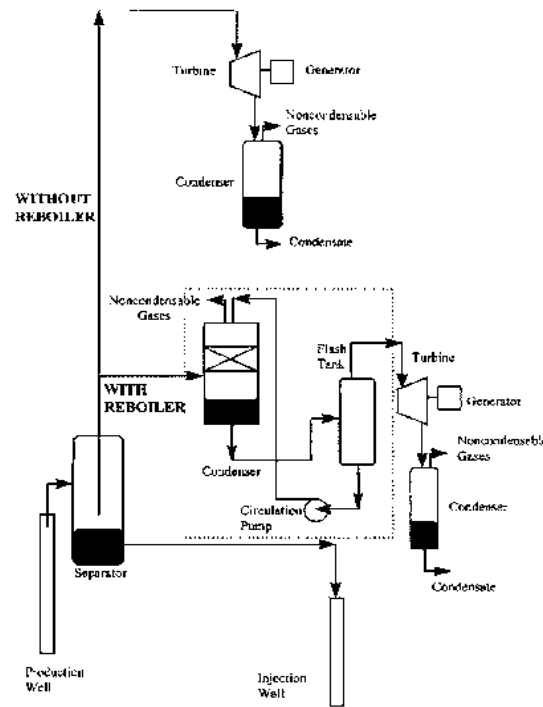


Figura 2.18 Esquema de un Rehervidor Tipo Kettle.

Rehervidor de Contacto Directo. El proceso utilizando un rehervidor aguas arriba se puede adoptar para eliminar los GNC del vapor geotérmico antes de entrar en la turbina (figura 2.19). Los rehervidores aguas arriba por lo tanto proporcionan un suministro de vapor más limpio y menos corrosivo para la turbina y el condensador, aumentando el rendimiento de generación de energía para los contenidos de GNC muy altos.



i

Figura 2.19 Esquema de un sistema rehervidor de contacto directo.

Los Rehervidores aguas arriba, son clasificados como se muestra en la tabla 2.4:

Tabla 2.4 Comparación entre los tipos de Rehervidores (Fuente: Nurdan YILDIRIM ÖZCAN).

Tipo de Rehervidor	Aplicación en la geotermia	Ventajas	Desventajas
Tubo Vertical	Como nivel piloto en los Geysers (USA) y Cerro Prieto (México).	Menos residuos, ajustable para usar con residuos líquidos, bajo tiempo de residencia, bajo inventario de líquidos, baja área de piso.	Espacio en la parte alta de la cabeza (que puede causar problemas de estabilidad), dificultad para su diseño, altas diferencias de presión que causan un colapso en el tubo.
Tubo Horizontal	Sin aplicación.	Capacidad de manejo de diferencias de presión altas, de fácil acceso para su limpieza.	
Kettle	Aplicación comercial en Nueva Zelanda.	Construcción robusta, fácil para diseñar, caída de presión insignificante.	Material caro, problemas de estabilidad o control, alto inventario de líquidos, no es económico trabajando a presiones altas, no es ajustable para residuos líquidos, no es fácil de limpiar.
Contacto Directo	Latera (Italia) (Comenzando en los inicios de 1999, abundan en 2003).	Ajustable para residuos de fluidos, son de construcción económica y simple.	Problemas de control.

3 MODELO TERMODINÁMICO Y EXERGÉTICO DE LA PLANTA

3.1 Descripción del caso estudio.

La figura 3.1 muestra el diagrama esquemático representativo de la planta tipo *single flash*. La planta principalmente consiste en pozos de producción, el separador en el cabezal del pozo, separador principal, la turbina, el condensador, el sistema de extracción de GNC, la torre de enfriamiento y el equipo auxiliar como bombas y ventiladores.

El fluido geotérmico que es una mezcla de vapor, agua y GNC, en la cabeza de pozo es separado en las fases de vapor y líquidas por el separador. La fase de vapor es dirigida a la turbina, contiene entonces el vapor de agua y los GNC. Después de la turbina; el vapor, el vapor condensado y el flujo de GNC van al condensador, donde los GNC son acumulados y extraídos por un sistema de extracción de gases, en este caso, sistema de compresión (CS).

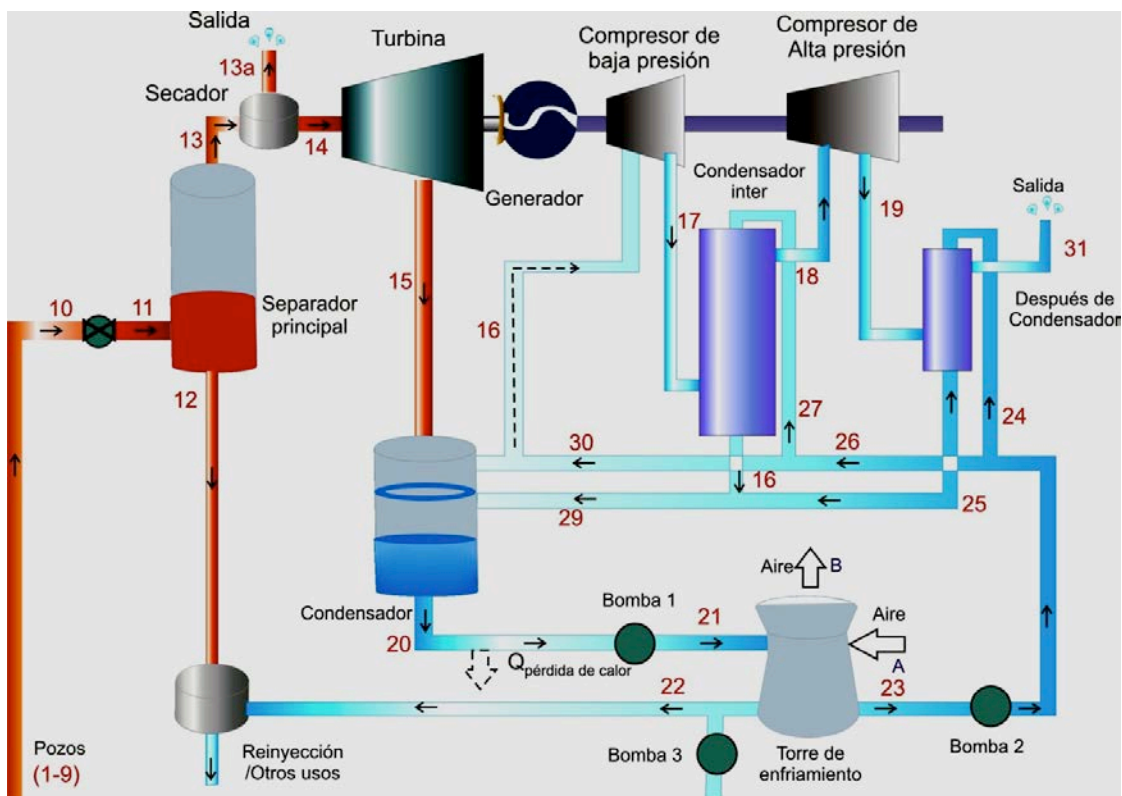


Figura 3.1 Esquema de la planta y sus flujos

3.2 Modelo Termodinámico

La energía se define como la capacidad de producir movimiento y siempre se conserva en un proceso. La primera ley de la termodinámica establece que la energía no se crea ni se destruye. La energía está disponible en muchas formas diferentes y se pueden convertir entre ellas mismas.

La exergía se define como el trabajo disponible o la capacidad de producir trabajo y siempre se conserva en un proceso reversible, pero siempre se consume en un proceso irreversible. La exergía es una medida de la cantidad y calidad de la energía. Un balance de exergía es una herramienta matemática para la evaluación de los flujos de exergía a través de un sistema. La segunda ley de la termodinámica establece que la conversión de energía es posible sólo si ocurre el aumento de la entropía.

En la mayoría de los casos en los que existen errores ó imperfección termodinámica, estos, no pueden ser detectados por balances de masa y energía. Al realizar una evaluación de los procesos mediante el balance de exergía, éste permite identificar la fuente de ineficiencias y pérdidas energéticas, lo que conduce a la mejora del diseño de los procesos y por consecuencia generar un ahorro.

El balance exergético es una herramienta para la identificación de los tipos, ubicación y magnitud de las pérdidas térmicas, empleando el principio de conservación de la masa y la energía, junto con la Segunda Ley de Termodinámica. La identificación y cuantificación de estas pérdidas térmicas permite la evaluación y mejora de los diseños de los sistemas termodinámicos.

Las principales ecuaciones de balance de masa se rigen por las siguientes ecuaciones (3.1) a (3.7). La ecuación (3.1) representa el flujo másico total, conformado por la fase líquida y gaseosa del vapor de agua, así como los gases no condensables:

$$\dot{m} = \dot{m}_l + \dot{m}_s + \dot{m}_{NCG's} \quad (3.1)$$

Se define la fracción total (x) de gases como;

$$x = (\dot{m}_s + \dot{m}_{NCG's}) / \dot{m} \quad (3.2)$$

La fracción de gases no condensables respecto al total de gases esta dado por:

$$f = \dot{m}_{NCG's} / (\dot{m}_s + \dot{m}_{NCG's}) \quad (3.3)$$

El balance de masa está dado por la ecuación (3.4):

$$\sum (\dot{m})_{in} = \sum (\dot{m})_{out} \quad (3.4)$$

Con la definición de las ecuaciones (3.1) a (3.4) se obtiene el siguiente conjunto de ecuaciones para facilitar el calculo de cada de los flujos y la relación que guardan con el flujo másico total:

$$\dot{m}_l = (1 - x)\dot{m} \quad (3.5)$$

$$\dot{m}_s = x(1 - f)\dot{m} \quad (3.6)$$

$$\dot{m}_{NGC's} = (x)(f)(\dot{m}) \quad (3.7)$$

Para obtener la energía que entra y/o sale de cada uno de los equipos de la planta se requiere aplicar el balance de energía el cual de manera general está dado por la ecuación (3.8):

$$\sum (\dot{m} \times h)_{in} = \sum (\dot{m} \times h)_{out} \quad (3.8)$$

De manera desagregada, la ecuación se puede escribir:

$$\dot{m} \times h = \dot{m}_l \times h_l + \dot{m}_s \times h_s + \dot{m}_{NGC's} \times h_{NGC's} \quad (3.9)$$

El concepto de exergía, es útil para determinar el efecto de las irreversibilidades sobre el comportamiento de la planta. Las ecuaciones que seran utilizadas para el análisis exergético son (3.10) a (3.12):

$$\dot{E}x_{in} = \dot{E}x_{out} + \dot{E}x_{destruida} \quad (3.10)$$

$$\dot{E}x = \dot{E}x_f + \dot{E}x_s + \dot{E}x_{CO_2} \quad (3.11)$$

$$\dot{E}x = \dot{m}[(h - h_0) - T_0(s - s_0)] \quad (3.12)$$

3.3 Análisis Exergético

En todos los procesos reales se presentan tanto pérdidas como transferencias de exergía entre el sistema y el ambiente, por lo tanto se evalúa el grado de perfección de la transferencia y conversión de calor y energía. La exergía se determina por la diferencia de valores entre las propiedades del sistema y el ambiente, y depende de los parámetros del ambiente: composición química, temperatura y presión.

El análisis exergético inicia con el método de flujo o balance, consiste en calcular la exergía en los flujos entrantes y salientes del sistema, formulando el balance exergético: Determinando la pérdida de exergía como la diferencia entre el flujo de entrada y salida.

Contabilizando la variable de calidad de diferentes formas de energía en desorden en el análisis de plantas térmicas y químicas, se requiere un estándar de calidad universal, el estándar más natural y conveniente es el *Trabajo Máximo*, el cual puede ser obtenido de un forma de energía dada usando los parámetros ambientales como referencia de estado. Este estándar de calidad de energía es llamado *Exergía*.

Uno de los principales usos de este concepto es el balance exergético en el análisis de los sistemas térmicos. El balance exergético es similar al balance energético pero su diferencia fundamental es, que mientras que el balance energético es un estado de la Ley de la conservación de la energía, el balance exergético podría ser visto como un estado de la Ley de la degradación de la energía. La degradación de la energía es el equivalente a la irreparable pérdida de la exergía mientras todos los procesos reales son irreversibles.

En el análisis del volumen del control deben de considerarse tres tipos de transferencia de energía a través de las superficies de control de manera general en un balance energético:

1. Transferencia de Trabajo.
2. Transferencia de Calor.
3. Transferencia de Energía asociada con la transferencia de masa.

En el método *Exergético* para el volumen de control se deberían utilizar formas apropiadas de balance exergético, con términos de transferencia exergética los cuales corresponderían a las formas de transferencia de energía que se enlistaron anteriormente. Antes de considerar las formas exergéticas de los términos nombrados, se deben discutir dos conceptos básicos utilizados para definir los términos exergéticos.

Medio Ambiente. El medio ambiente, como concepto específico en el método de aplicación de la exergía o exergético es un cuerpo muy largo ó mediano en el estado de equilibrio termodinámico perfecto. Por consiguiente este concepto de medio ambiente no tiene términos que involucran presión, temperatura, potencial químico, potencial cinético ó potencial energético y, por lo tanto, no existe

posibilidad de producir trabajo desde cualquier forma de interacción entre los parámetros que conforman el medio ambiente. Cualquier sistema fuera del medio ambiente que tenga uno o más parámetros como la presión, temperatura ó el potencial químico, que sea diferente de su correspondiente parámetro medioambiental tiene un trabajo potencial en relación al medio ambiente. El medio ambiente es por lo tanto, una referencia natural para la evaluación del trabajo potencial de diferentes tipos de sistemas.

Para propósitos prácticos, en aplicaciones terrestres, el medio ambiente consiste en la atmosfera, los mares y los océanos, y la corteza terrestre. El medio ambiente puede interactuar con sistemas de tres diferentes formas:

- a) A través de la interacción térmica, como un deposito (fuente ó sumidero) de energía térmica a una temperatura T_0 . Debido a la enorme capacidad calorífica del medio ambiente es posible generar intercambios con cualquier sistema hecho por el hombre sin sufrir un cambio significativo en su temperatura.
- b) A través de una interacción mecánica con un depósito de trabajo inutilizable: esta forma de interacción ocurre solamente en un sistema cuando sufre un cambio en el volumen durante el proceso considerando, por ejemplo, un sistema cerrado considerando un proceso de expansión. Esto no tiene relevancia en el caso de los procesos de flujo estables.

Exergía y termoconomía. Un modelo termoeconómico, matemáticamente representa la estructura productiva de un sistema de energía o la distribución gráfica de recursos, así como el vínculo entre componentes y el entorno por medio de un conjunto de flujos de materia, trabajo o calor. Para realizar la asignación de costos en un sistema, se debe obtener información de su estructura productiva, mediante un análisis cuantitativo y cualitativo de las relaciones que vinculan los flujos entrantes y salientes de exergía entre equipos de una planta generadora. Si las plantas producen uno o más productos, los recursos deben ser identificados a través de los flujos de masa o energía los cuales son llamados combustibles, así cada componente de la planta puede ser caracterizado por su combustible y su producto o productos.

3.4 Modelado por equipo

El modelo termodinámico y económico de la planta geotérmica tipo *flash (single flash)* ha sido desarrollado en observación y estudio sobre los diferentes sistemas de extracción de GNC, para obtener la salida máxima de potencia y el costo de producción más bajo. El estudio detallado se puede encontrar en el trabajo de Yildirim (2010).

La opción de extracción de GNC que se presenta en esta tesis es del sistema de compresión (CS) en dos etapas, que será evaluado basado en los balances de masa, energía y balance de exergía, sometido a la variación del fluido geotérmico, potencia de la planta y parámetros de referencia del medio ambiente. El modelo es

validado por los datos que se tienen de la GPP de Kizildere en Turquía., Yildirim (2010).

3.4.1 Modelo del Separador

El fluido geotérmico es separado en el vapor y el líquido en un separador de vapor. Como es ilustrado en la figura 3.2, la secuencia de procesos comienza con el fluido geotérmico bajo la presión en el estado 10 (se muestra en la figura 3.1) cerca de la curva de saturación.

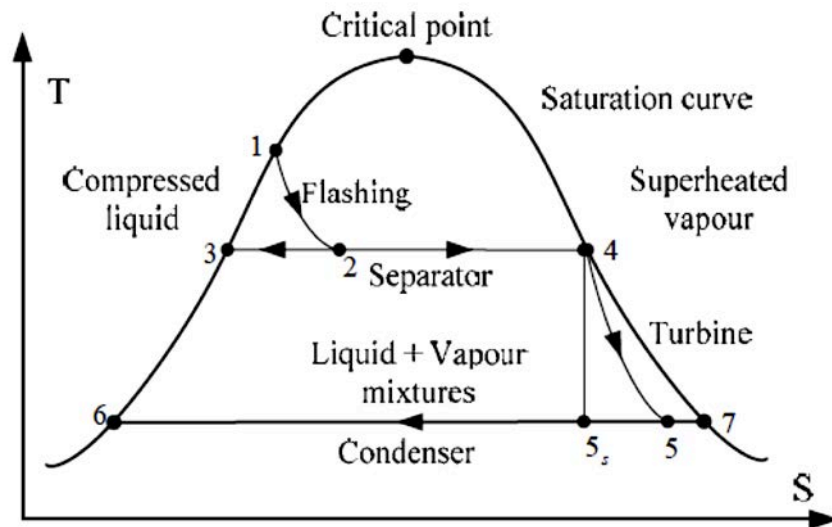


Figura 3.2. Diagrama T-s de la planta single-flash, (Fuente: DiPippo, 2005).

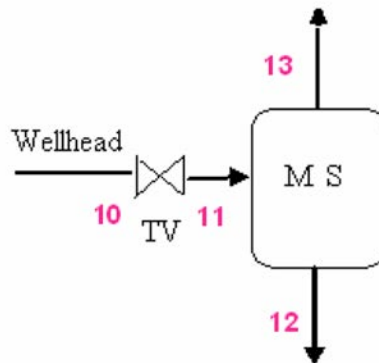


Figura 3.3. Proceso principal de separación del flujo.

El proceso de flasheo es modelado con un proceso a entalpía constante, por tanto se considera como un proceso isoentálpico, y adiabático además de que esto ocurre de forma espontánea, y sin trabajo requerido en esta parte (figura 3.3).

Cualquier cambio en la energía cinética y potencial del fluido cuando ocurre el *flasheo* es despreciado. Esto lo largo de la corriente en el proceso se puede representar como:

$$h_{11} = h_{10}$$

El proceso de separación es un proceso isobárico, una vez que el *flasheo* ha ocurrido.

$$P_{11} = P_{12} = P_{13} = P_{sep}$$

La fracción x de la calidad de la mezcla que se forma después del *flasheo*, en el estado 11, se puede encontrar de la forma:

$$x_{11} = \frac{h_{11} - h_{12}}{h_{13} - h_{12}}$$

El flujo másico del separador que fluye hacia la turbina está dado por:

$$\dot{m}_{13} = x_{11} \dot{m}_{11}$$

El flujo másico que viene del separador está dado mediante la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_{12} = (1 - x_{11}) \dot{m}_{11}$$

La exergía perdida está representada por la ecuación:

$$I_{sep} = Ex_{10} - Ex_{12} + Ex_{13}$$

La eficiencia exergética viene dada por la siguiente ecuación:

$$\eta_{Ex_{sep}} = \frac{Ex_{13}}{Ex_{10}}$$

3.4.2 Modelo del Secador

Un secador, mostrado esquemáticamente en la Figura 3.4, es empleado antes de que el vapor entre en la turbina para quitar la humedad que aun existe producto de la condensación del vapor y asegurarse que solo el vapor seco se introduzca a la turbina.

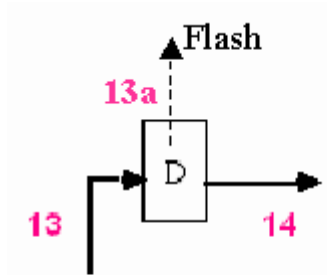


Figura 3.4. Diagrama del flujo en el secador.

La presión en el secador se reduce y es tomada como 10 kPa y de flujo másico que es extraído se considera como el 1 % del flujo másico de vapor, la ecuación está dada entonces por:

$$m_{13a} = (0.01) \times m_{13}$$

La exérgica destruida en el secador se determina por medio de:

$$I_{\text{sec}} = Ex_{13} - Ex_{14} + Ex_{13a}$$

Y la eficiencia exergética se representa utilizando:

$$\eta_{Ex_{\text{sec}}} = \frac{Ex_{14}}{Ex_{13}}$$

3.4.3 Modelo de la Turbina

El proceso de expansión en la turbina se ilustra en la figura 3.5 y 3.6. Para una turbina en la operación en estado estable, el estado del fluido de trabajado y la presión de los gases de combustión se fija.

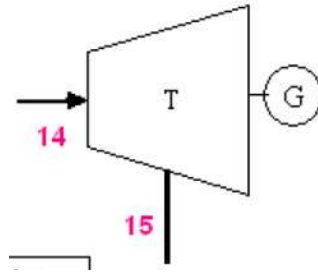


Figura 3.5. Proceso de expansión del flujo en la Turbina.

Por lo tanto, el proceso ideal en una turbina adiabática es un proceso isentrópico entre el estado de entrada y la presión de salida, esto se representa en la figura 3.6.

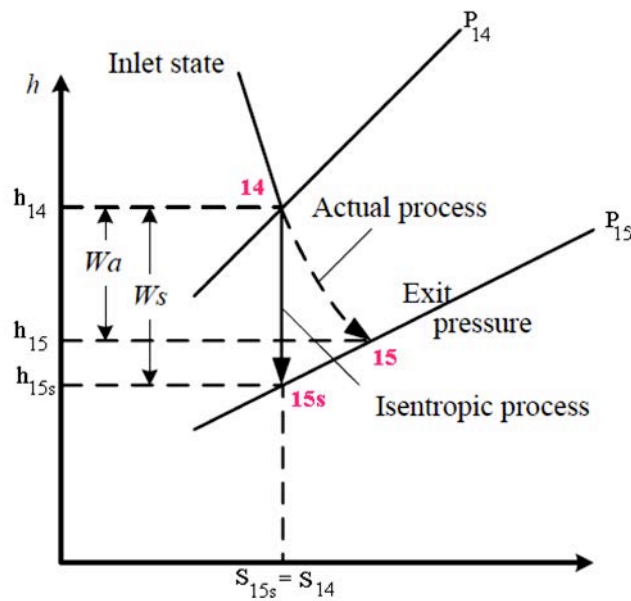


Figura 3.6. Diagrama h-s para el proceso real e isentrópico de una turbina adiabática.

La potencia de la turbina está dada por la expresión:

$$\dot{W}_{turb} = \dot{m}_{14} \times (h_{14} - h_{15})$$

La eficiencia isentrópica de la turbina está dada entonces por:

$$\eta_{turb} = \frac{\text{Trabajo de la Turbina}}{\text{Trabajo isentrópico de la Turbina}} = \frac{\dot{W}_{turb}}{\dot{W}_{turb_{isent}}}$$

Normalmente los cambios en las energías cinética y potencial que se asocian con una corriente de vapor que fluye a través de una turbina, son pequeños en relación con el cambio de entalpía y pueden ser despreciados.

Entonces la salida de trabajo de una turbina adiabática se convierte simplemente en el cambio en la entalpía, (Swandaru, 2006) convirtiéndose en:

$$\eta_{turb} = \frac{h_{14} - h_{15}}{h_{14} - h_{15_{isent}}}$$

La eficiencia de la turbina de vapor es calculada mediante la regla modificada de Baumann (DiPippo R. 1982) que es generada mediante:

$$\eta_{turb} = (1 - 1.2 \times (1 - x_{15_{isent}}))$$

Para determinar la eficiencia de la turbina de vapor, es necesario calcular la calidad isentrópica ($x_{15_{isent}}$) a la salida de la turbina, que se realiza mediante:

$$x_{isent} = \frac{s_{15_{isent}} - s_{115}}{s_{15} - s_{115}}$$

La potencia de la turbina real se calcula usando la entalpía real del fluido geotérmico en el estado 15. La potencia de la turbina-generator se define mediante

$$\dot{W}_{turb-gen} = \dot{W}_{turb} \times (\eta_{gen})$$

La exergía destruida para el turbogenerador está dada entonces por:

$$I_{turb-gen} = Ex_{14} - Ex_{15} - \dot{W}_{turb}$$

La eficiencia exergética se obtiene empleando la definición para este propósito:

$$\eta_{turb-gen} = \frac{\dot{W}_{turb}}{Ex_{14} - Ex_{15}}$$

3.4.4 Modelo del Condensador

El propósito principal del condensador es, condensar el vapor que salga la turbina y volverlo a la fase líquida. El sistema de circulación de agua suministra agua de refrigeración a los condensadores de la turbina y, esto por lo tanto actúa como el vehículo por el cual el calor es rechazado por el ciclo de vapor hacia el medio ambiente.

Su rendimiento es de vital importancia para la eficiencia de la planta de energía, porque un condensador funcionando a la temperatura más baja posible, permite alcanzar valores máximos en el trabajo de la turbina y la eficiencia del ciclo, así como existe un rechazo de calor mínimo en el proceso. La temperatura más común en el condensado del fluido que se obtiene en la práctica es de 45-50 °C, lo que corresponde a un rango de presión en el condensador de 9.6-12.5 kPa (El-Wakil, 1984; Moghaddam, 2006).

La figura 3.7 se presenta la distribución de temperatura en el condensador. La temperatura de entrada de circulación de agua debe ser lo suficientemente inferior a la temperatura de saturación de vapor para dar lugar a valores razonables de ΔT_0 . Por lo general se recomienda que ΔT_i debe estar entre aproximadamente 11 y 17 °C y que ΔT_0 , no debe ser inferior a 2.8 °C. La caída de entalpía y del trabajo en la turbina por unidad de caída de presión, es mucho mayor en el extremo de baja presión que en la de el extremo de alta presión de una turbina. (El-Wakil, 1984).

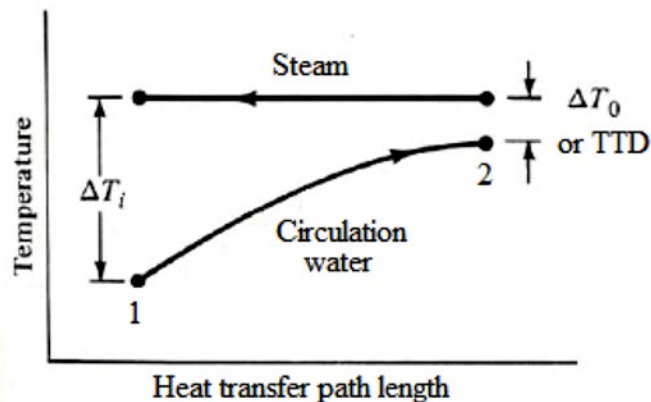


Figura 3.7. Distribución de temperatura en el condensador, Fuente (Siregar 2004).

Existen dos tipos de condensadores: los del tipo de contacto directo y los condensadores de superficie. El tipo más común usado en las plantas geotérmicas es el condensador de contacto directo (Siregar, 2004).

El diagrama esquemático de un condensador de contacto directo se muestra en la figura 3.8. El vapor que sale de la turbina (estado 15) llega al condensador donde se mezcla con un rocío de agua fría de la torre de enfriamiento (corriente 30) y gas refrigerante que viene del sistema de extracción de GNC (29).

El vapor se condensa en gotas de agua y el líquido condensado se drena a través de un pierna barométrica (20) a un tanque de fosa sellado para superar la presión atmosférica. Los GNC y una pequeña cantidad de vapor son aspirados desde el Condensador (16) por el sistema de extracción de GNC.

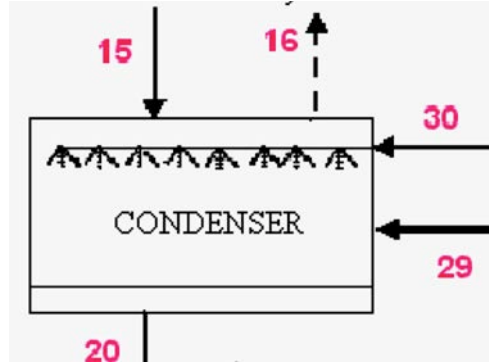


Figura 3.8. Diagrama del flujo en el Condensador.

El calor del condensador se puede calcular empleando:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{15} \times h_{15} - (\dot{m}_{16} \times h_{16}) - [\dot{m}_{15} + (\dot{m}_{s15} - \dot{m}_{s16})] \times h_{20}$$

El flujo másico que viene de la torre de enfriamiento es calculado con la ecuación:

$$\dot{m}_{30} = (\dot{Q}_{cond} - \dot{m}_{29} \times (h_{20} - h_{29})) / (h_{20} - h_{30})$$

La destrucción de exergía en el Condensador se calcula empleando:

$$B_{dest_COND} = Ex_{15} + Ex_{29} + Ex_{30} - Ex_{16} - Ex_{20}$$

La eficiencia exergética está es calculada mediante:

$$\eta_{Ex_{cond}} = \frac{Ex_{16} + Ex_{20}}{Ex_{15} + Ex_{29} + Ex_{30}}$$

3.4.5 Modelo de la Torre de Enfriamiento

Las plantas de energía generan grandes cantidades de calor residual que se desecha a través del agua de refrigeración que se vierte en los lagos o ríos cercanos. En algunos casos, sin embargo, el suministro de agua de refrigeración es limitado y también la contaminación térmica es un problema que preocupa seriamente en el desempeño de la planta.

En tales casos, el calor que se retira del proceso debe ser rechazado a la atmósfera, con el agua de enfriamiento de re-circulación y que sirve como medio de transporte para el calor entre el origen y el sumidero (la atmósfera). Una forma de lograr esto es mediante el uso de la torre de enfriamiento ó refrigeración.

Una torre de enfriamiento es un dispositivo de transferencia de calor por evaporación en el que el aire atmosférico enfría el agua caliente, con contacto directo entre el agua y el aire, evaporándose parte del agua. Los flujos de masa y energía entre el agua caliente y el aire frío que ha entrado, el agua fría y el aire caliente que sale de la torre de enfriamiento son presentados en la figura 3.9.

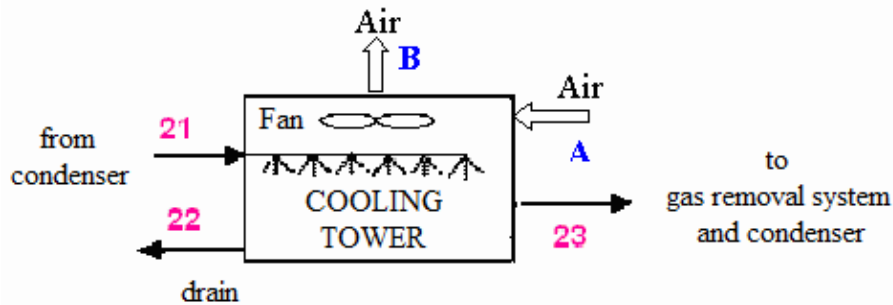


Figura 3.9. Diagrama de flujo de la Torre de enfriamiento

3.4.6 Sistema de Extracción de GNC

En el presente trabajo se estudiará el sistema CS (sistema de compresión de dos etapas). El modelo termodinámico es simplemente el de un compresor que opera en cascada, estableciendo un valor para la eficiencia isentrópica, como se muestra en la siguiente sección.

3.4.7 Modelo del Compresor

El diagrama del compresor de dos etapas se muestra en la figura 3.10. La compresión es idealmente un proceso isoentrópico. Para determinar la entalpía real en la salida del compresor es bastante complejo, ya que el vapor geotérmico es una mezcla de agua vapor y CO₂.

Por lo tanto, las entalpías isoentrópicas de vapor de agua y el CO₂ se calculan por separado. Entonces, la entalpía isoentrópica de la mezcla se calcula utilizando el flujo másico del vapor de agua y el CO₂ y sus entalpías isoentrópicas:

$$h_{17,iso} = \frac{m_{s,17} \times h_{s,17} + m_{NGC's,17} \times h_{NGC's,17,iso}}{m_{17}}$$

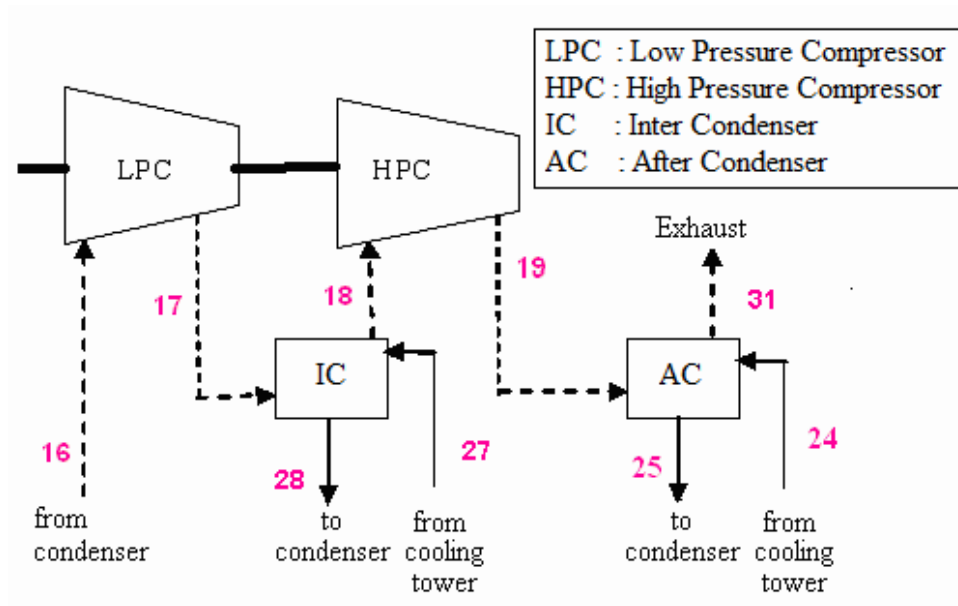


Figura 3.10. Diagrama de flujo del sistema de compresión (CS) de dos etapas.

La entalpía real a la salida del compresor involucra la eficiencia del compresor, entalpía isentrópica y la entalpía de entrada:

$$\eta_{comp} = \frac{h_{17,iso} - h_{16}}{h_{17} - h_{16}}$$

La destrucción de exergía en el compresor de baja se calcula empleando el balance de exergía:

$$B_{dest_CPBP} = Ex_{15} + Ex_{29} + Ex_{30} - Ex_{16} - Ex_{20}$$

La destrucción de exergía en el compresor de alta presión es calculada mediante:

$$B_{dest_CPAP} = Ex_{18} + W_{-CPAP} - Ex_{19}$$

La eficiencia exergética del compresor de baja presión se calcula utilizando:

$$\eta_{ExCPBP} = \frac{Ex_{17} - Ex_{16}}{W_{-CPBP}}$$

De manera similar la eficiencia exergética del compresor de alta presión se calcula como:

$$\eta_{Ex_{CPAP}} = \frac{Ex_{19} - Ex_{18}}{W_{CPAP}}$$

3.4.8 Módulo de Potencia Auxiliar

En una planta de energía, las bombas juegan un papel importante en el proceso de enfriamiento. La forma en que se emplean en la PGP *single-flash* las tres bombas de circulación de agua se muestran en la Figura 3.11.

- Bomba 1: desde la salida del condensador a la entrada de la torre de refrigeración,
- Bomba 2: desde la salida de la torre de refrigeración a la entrada del condensador.
- Bomba 3: para agua de reposición a la entrada de la torre de enfriamiento.

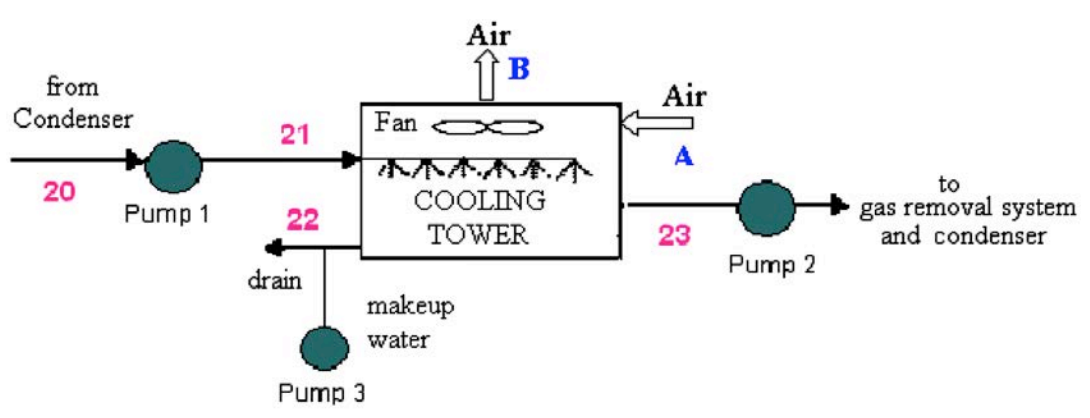


Figura 3.11. Diagrama del sistema de circulación de agua en la GPP y Torre de enfriamiento.

4 SOLUCION DEL MODELO

4.1 Generalidades de la solución

Las ecuaciones resultantes de los balances de masa, energía y exergía se codifican y se implementan en el software EES (Equation Engineering Solver). Preparando un modulo para el estudio del sistema de eliminación de los GNC por medio de sistema de compresión. El diagrama de flujo general del modelo se indica en la figura 4.1.

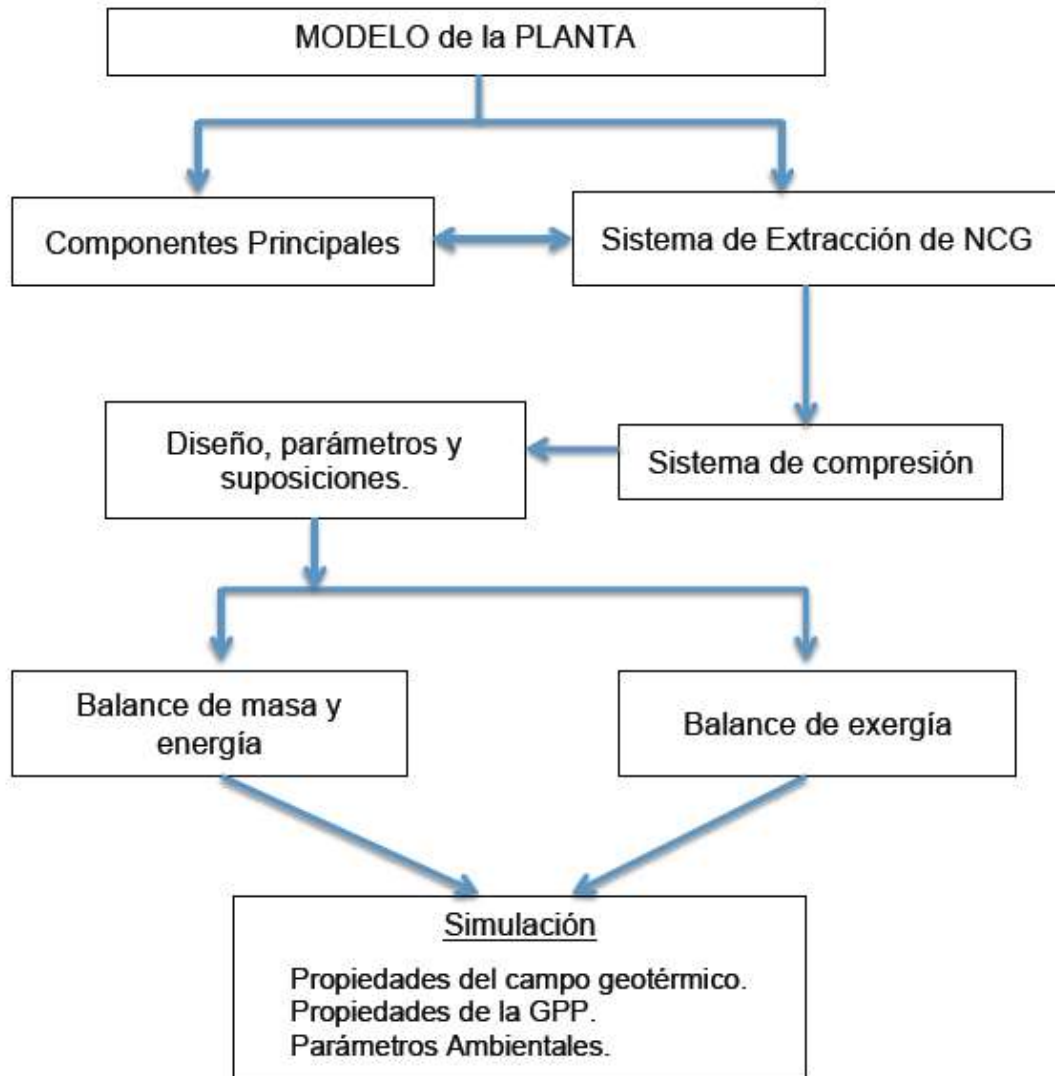


Figura 4.1. Diagrama de flujo del modelo de la GPP.

El sistema de extracción de los GNC, que se estudia en el presente trabajo es el sistema CS (sistema de compresión). El sistema de eliminación de GNC se modela con parámetros de diseño y con las condiciones y datos adquiridos para una planta conocida.

A continuación, la simulación se lleva a cabo para el campo geotérmico con los datos obtenidos (la fracción de GNC, la presión del separador), presión y temperatura de entrada del condensador que viene de la turbina, los valores del medio ambiente.

4.2 Parámetros de entrada y suposiciones realizadas.

Los parámetros tomados en cuenta se clasifican en cuatro grupos: los del campo geotérmico, planta eléctrica, parámetros ambientales y parámetros económicos.

4.2.1 Propiedades del campo geotérmico

1. El fluido geotérmico es una mezcla saturada de líquido-vapor en la salida del pozo.
2. La presencia de los GNC se refieren solamente a CO₂ ya que constituye más del 80% de los GNC en la mayoría de los recursos de los campos geotérmicos.
3. Las propiedades del fluido geotérmico en cada estado, se determinan considerando la mezcla del fluido geotérmico, que es líquido, vapor de agua, y la corriente de gases que lleva los GNC.

4.2.2 Propiedades de la PGP.

1. Las propiedades de fluido geotérmico en cada estado se determinan considerando al fluido geotérmico como una mezcla en el cual están presentes las fases: líquido, vapor de agua y el flujo de los GNC.
2. Para todos los procesos de la planta de potencia, el CO₂ se considera que no se disuelve en el agua.
3. La eficiencia de la turbina se calcula de acuerdo con la Regla Baumann y el cálculo de la calidad isentrópica considera la existencia de los GNC.
4. La diferencia de temperatura entre el agua de refrigeración que entra en la torre de enfriamiento y el aire caliente que sale de la torre de refrigeración es de 6 °C.
5. La caída de temperatura de la salida del condensador a la entrada de la torre de enfriamiento es de 3 °C
6. El sistema de extracción de GNC es considerado de dos etapas.
7. Cada etapa se supone que utiliza la misma proporciones de presión sobre la base de los sistemas de aspiración y el 90% de la presión de descarga de la presión del condensador que es 105 kPa.
8. La caída de presión a través de los condensadores, entre ellos y después de estos equipos se asume de 1 kPa.

Los parámetros de entrada del modelo se resumen en la Tabla 4.1.

Tabla 4.1 Parámetros de entrada del modelo.

PARÁMETROS DE ENTRADA		
Campo Geotérmico	Flujo másico (kg/s)	Pozo
	Presión (kPa)	Pozo
		Cabezal del Pozo
		Separador
	Temperatura (°C)	Pozos
Fracción de GNC (%)	En la salida del separador principal.	
Planta de Potencia (GPP)	Presión (kPa)	Condensador
		La caída de presión entre la salida del separador principal y la entrada de la turbina.
		Caída de presión de los ventiladores / bombas de circulación
		La descarga final de presión en la última etapa del sistema de extracción de GNC.
	Temperatura (°C)	El agua que sale de la torre de enfriamiento.
	Eficiencia (%)	Generador
Compresor		
Ventiladores y bombas de circulación		
Medio Ambiente	Presión (kPa)	Estado muerto (estado de referencia)
	Temperatura (°C)	Estado muerto (estado de referencia)
	Humedad Relativa (%)	Estado muerto (estado de referencia)

4.3 Solución del modelo en EES

El código de la planta geotérmica tipo flasheo está escrito en el software EES, ya que es una herramienta poderosa para resolver problemas de ingeniería y es útil en la solución de termodinámica y los problemas de transferencia de calor, porque ofrece varias bibliotecas integradas que abarcan de propiedades termodinámicas y termo-físicas.

Hay dos diferencias importantes entre el EES y los programas existentes de resolución de ecuaciones numéricas:

- Primera: El EES automáticamente identifica y agrupa las ecuaciones que deben resolverse simultáneamente.
- En segundo lugar, el EES ofrece muchas propiedades matemáticas y funciones termo-física útiles para los cálculos de ingeniería, y por lo tanto no hay necesidad de buscar estos valores en tablas.

El software EES permite al usuario escribir sus propias ecuaciones, crear dibujos en las ventanas de los diagramas y realizar simulación en la ventana de diagrama con cualquier parámetro de entrada.

La figura 4.2 se representa la secuencia que se siguió en el trabajo de Yildirim, 2010, y que es la misma que se seguirá en el desarrollo del código EES del presenta caso de estudio.

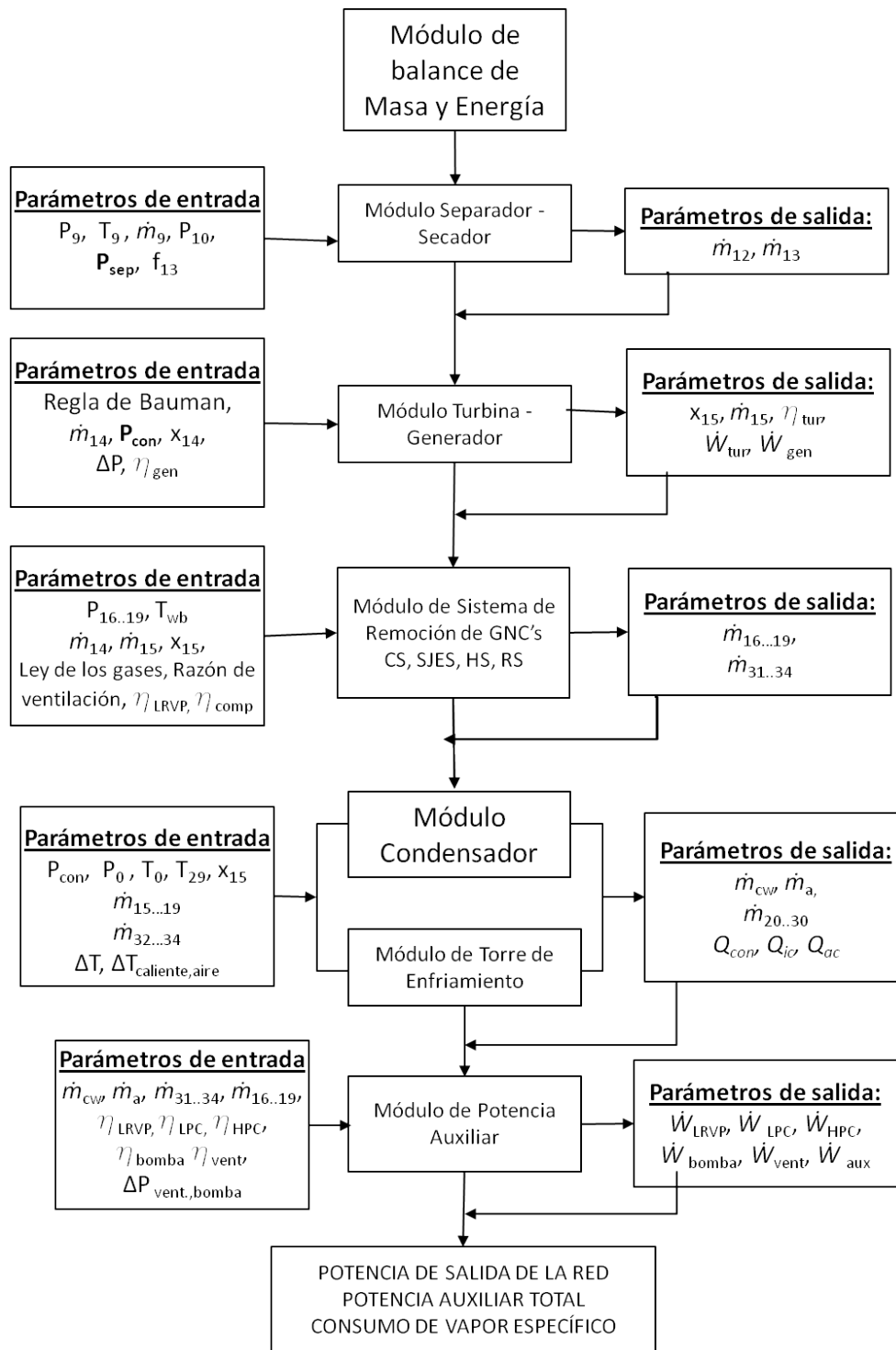


Figura 4.3. Diagrama de flujo del módulo del balance de masa y energía, adaptado de Yildirim (2010).

4.3.1 Módulo del Balance de Masa y Energía

El módulo es la combinación de varios sub-módulos y principalmente calcula la salida de potencia neta y la potencia total auxiliar de la planta. Los sub-módulos son los siguientes:

- Módulo del Separador
- Módulo del Secador
- Módulo de la Turbina
- Módulo del Condensador
- Módulo de la Torre de Enfriamiento
- Módulo del sistema de extracción de los GNC
- Módulo de Potencia Auxiliar

El diagrama de flujo de masa y módulo de balance energético se muestra en la figura 4.3. La figura muestra los parámetros de entrada y salida de cada sub-módulo. Los sub-módulos trabajan de manera simultánea con los parámetros de salida de cada sub-módulo como parámetros de entrada de los otros sub-módulos, esto es que todos los parámetros se encuentran relacionados entre sí. El resultado principal de este módulo es la potencia de salida neta, la cantidad total de energía auxiliar de la planta y el consumo específico de vapor de la planta.

El primer paso del módulo es determinar la presión de separación óptima y la del condensador que dan la potencia máxima neta total y la potencia mínima auxiliar. El sub-módulo del sistema extracción de GNC contiene las ecuaciones del sistema de extracción de gases (CS). Flujo másico, la temperatura y la presión en cada estado de la planta se determinan en este módulo.

4.3.2 Modulo de Balance de Exergía

El diagrama de flujo del módulo del balance de exergía se muestra en la figura 4.4. Está compuesto principalmente de dos sub-módulos, las pérdidas de exergía y la eficiencia exergética. Los parámetros de entrada del módulo son:

Parámetros ambientales:

- Temperatura del estado muerto
- Presión del estado muerto.

Las salidas del balance de masa y energía.

- El flujo másico, la temperatura y la presión de salida en cada estado de la planta.
- La potencia de salida de la turbina.
- Potencia de salida del generador.
- Salida de potencia neta.
- Potencia auxiliar de los sistemas de eliminación de los GNC, las bombas y ventiladores.

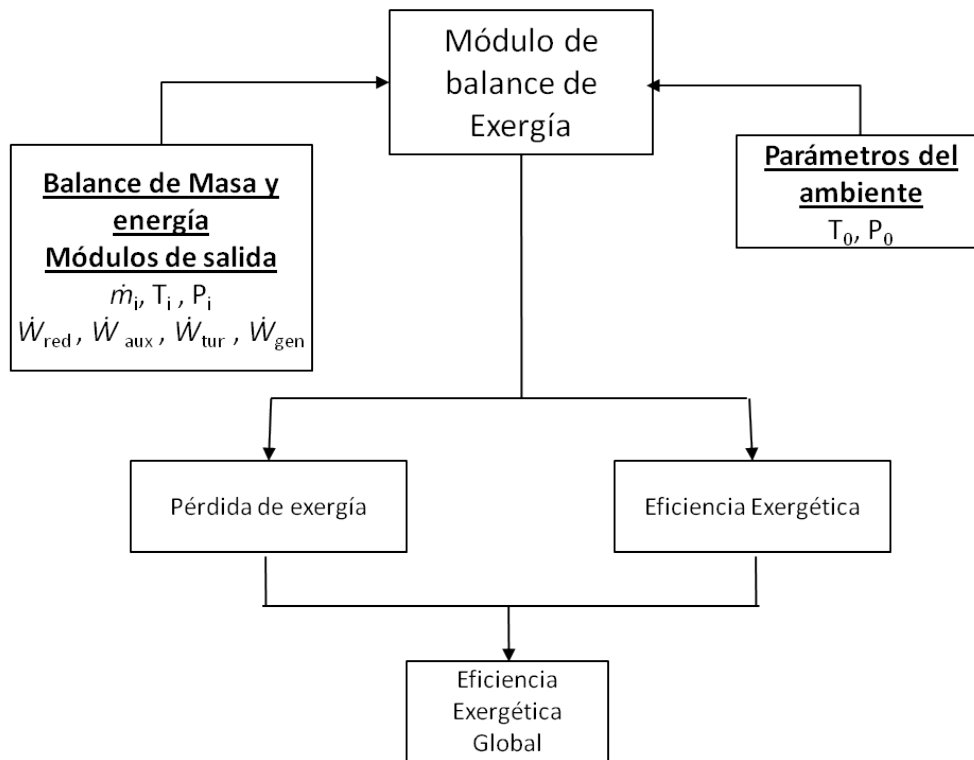


Figura 4.4 Diagrama de flujo del modulo de exergía, adaptado de Yildirim (2010).

El código completo para los modelos que permite el estudio del sistema de extracción de gases se presenta al final del documento, en la sección de Anexos.

5 RESULTADOS

Para definir el caso base se utilizan los datos de la tabla 5.1 como datos de entrada al código desarrollado en el EES.

TABLA 5.1. Parámetros operativos de entrada de la GPP del caso estudio

PARÁMETROS DE ENTRADA			
Campo Geotérmico	Flujo másico (kg/s)	Pozo	281.6
	Presión (kPa)	Pozo	1800
		Cabezal del Pozo	1330
		Separador	460
	Temperatura (°C)	Pozos	204.7
	Fracción de GNC (%)	En la salida del separador principal.	13
Planta de Potencia (PGP)	Presión (kPa)	Condensador	10
		La caída de presión entre la salida del separador principal y la entrada de la turbina.	10
		Caída de presión de los ventiladores / bombas de circulación	0.1
		La descarga final de presión en la última etapa del sistema de extracción de GNC.	95
	Temperatura (°C)	El agua que sale de la Torre de enfriamiento.	29
	Eficiencia (%)	Generador	90
		Compresor	75
Ventiladores y bombas de circulación		85	
Medio Ambiente	Presión (kPa)	Estado muerto (estado de referencia)	95
	Temperatura (°C)	Estado muerto (estado de referencia)	16
	Humedad Relativa (%)	Estado muerto (estado de referencia)	65

5.1 Potencia generada y destrucción de exergía

En la tabla 5.2 se presentan los principales resultados generados en el EES (*Engineering Equation Solver*) para el modelo termodinámico, derivados del balance de masa y energía realizados para la GPP del caso de estudio.

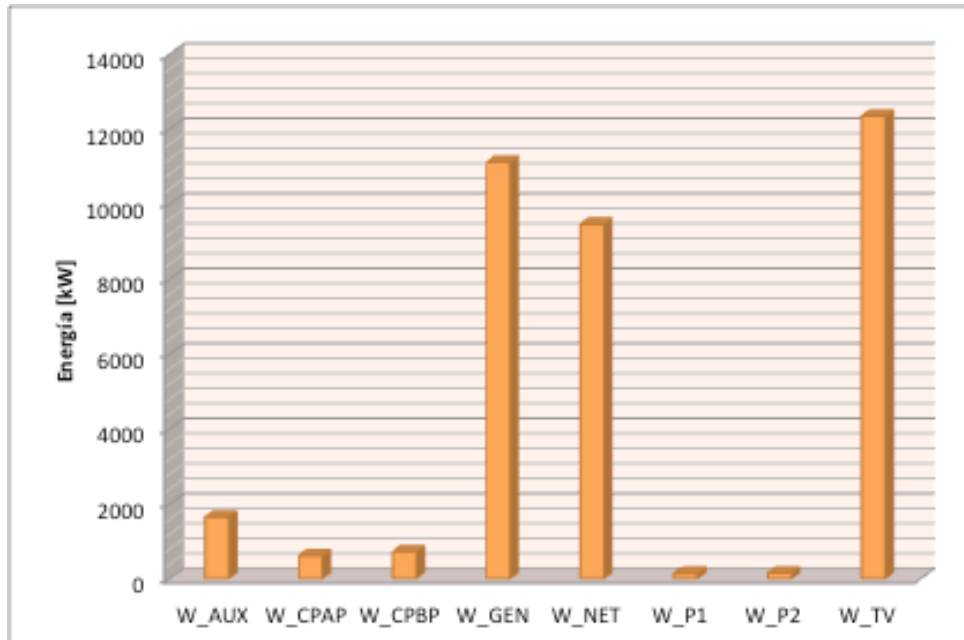


Figura 5.1. Potencia generada y uso de energía

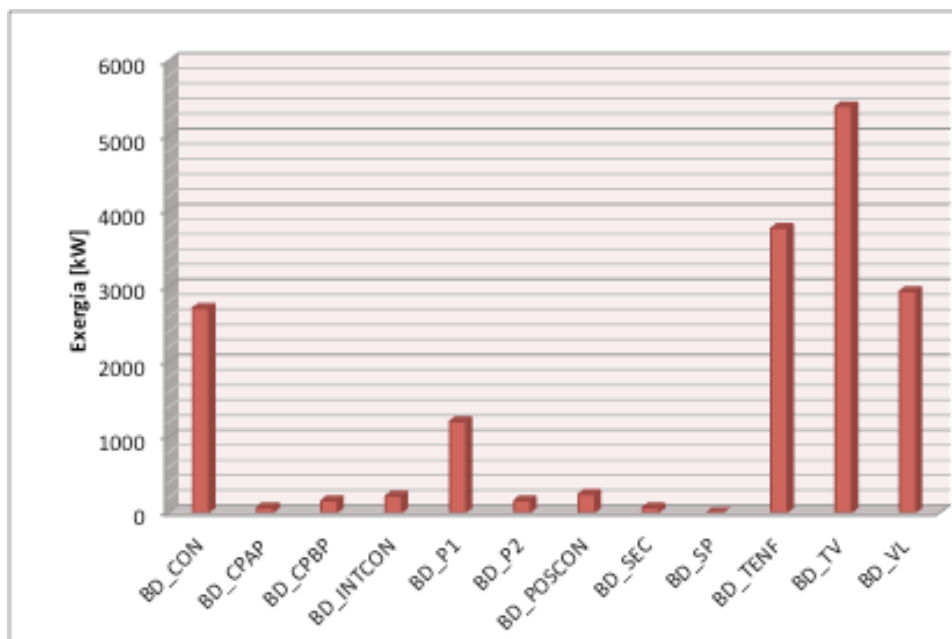


Figura 5.2. Destrucción de exergía por equipos

5.2 Estados termodinámicos de los flujos

Tabla 5.2. Principales resultados de la GPP del caso estudio generados en el EES

Flujo	T_i [°C]	P_i [kPa]	H_i [kJ/kg]	M_i [kg/s]	ML_i [kg/s]	B_i [kW]	E_i [kW]	MG_i [kg/s]	MS_i [kg/s]	HG_i [kJ/kg]	HL_i [kJ/kg]	HS_i [kJ/kg]
[9]	204.7	1800	860.5	281.6	276.8	50783	242318	4.82	0	106.7	873.6	0
[10]	192.7	1330	860.5	281.6	269.2	52410	242318	4.82	7.606	106.4	819.5	2788
[11]	148.7	460	860.5	281.6	244.5	49470	242318	4.82	32.25	105.4	626.8	2745
[12]	148.7	460	626.8	244.5	244.5	24396	153276	0	0	0	626.8	0
[13]	148.7	460	2402	37.07	0	25074	89042	4.82	32.25	105.4	0	2745
[14]	147.9	450	2401	36.7	0	24723	88120	4.82	31.88	105.4	0	2744
[15]	45.79	10	2065	36.7	2.968	6986	75776	4.82	28.92	103.3	191.7	2584
[16]	43.74	9	288.8	5.21	0	-531.3	1505	4.82	0.3904	103.2	183.2	2580
[17]	176.6	31.24	312.6	5.21	0	34.36	1629	4.82	0.3904	106	0	2863
[18]	69.27	30.24	155.6	4.921	0	-244	765.7	4.82	0.1012	103.7	290	2625
[19]	208.1	105	164.7	4.921	0	305.5	810.7	4.82	0.1012	106.7	0	2927
[20]	45.79	10	191.7	1020	1020	6044	195592	0	0	0	191.7	0
[21]	42.79	95	179.2	1020	1020	4979	182869	0	0	0	179.2	0
[22]	29	95	121.6	31.88	31.88	37.6	3876	0	0	0	121.6	0

Flujo	T _i [°C]	P _i [kPa]	H _i [kJ/kg]	M _i [kg/s]	ML _i [kg/s]	B _i [kW]	E _i [kW]	MG _i [kg/s]	MS _i [kg/s]	HG _i [kJ/kg]	HL _i [kJ/kg]	HS _i [kJ/kg]
[23]	29	95	121.6	988.3	988.3	1165	120151	0	0	0	121.6	0
[24]	29	95	121.6	4.111	4.111	4.848	499.8	0	0	0	121.6	0
[25]	45.79	10	191.7	4.213	4.213	24.96	807.6	0	0	0	191.7	0
[26]	29	95	121.6	984.2	984.2	1161	119651	0	0	0	121.6	0
[27]	29	95	121.6	11.51	11.51	13.57	1399	0	0	0	121.6	0
[28]	45.79	10	191.7	11.8	11.8	69.9	2262	0	0	0	191.7	0
[29]	45.79	10	191.7	16.01	16.01	94.86	3070	0	0	0	191.7	0
[30]	29	95	121.6	972.7	972.7	1147	118251	0	0	0	121.6	0
[31]	98.18	95	104.3	4.82	0	43.35	502.9	4.82	0	104.3	0	0

5.3 Análisis paramétrico (optimización)

Efectos de la fracción de los GNC, la presión en el separador, la presión en el condensador, y la temperatura de entrada de la turbina se evalúan sobre la relación de trabajo neto de la planta. Los parámetros para cada análisis gráfico se indican en la Tabla 5.3. El caso de estudio utiliza los datos, que son registrados en la Tabla 5.1. La temperatura de bulbo húmedo no se modela directamente y por lo tanto no influye en el modelo que se ha generado en el EES.

Tabla 5.3. Rango de valores de los parámetros utilizados para el análisis paramétrico.

Parámetro	Valor base	Rango
Presión separador (kPa)	460	100 – 1000
Presión Condensador (kPa)	10	5 - 15
Fracción GNC (%)	13	0 - 25
Temperatura entrada Turbina (°C)	147.9	120 - 260

5.3.1 Efectos de las variables principales en el condensador.

El régimen de temperatura en el condensador es uno de los factores limitantes para la determinación de la presión del condensador. Se han obtenido las graficas donde se muestra la comparativa entre el Trabajo neto contra la presión en el Condensador (figura 5.1), la compresión total requerida en el sistema de GNC.

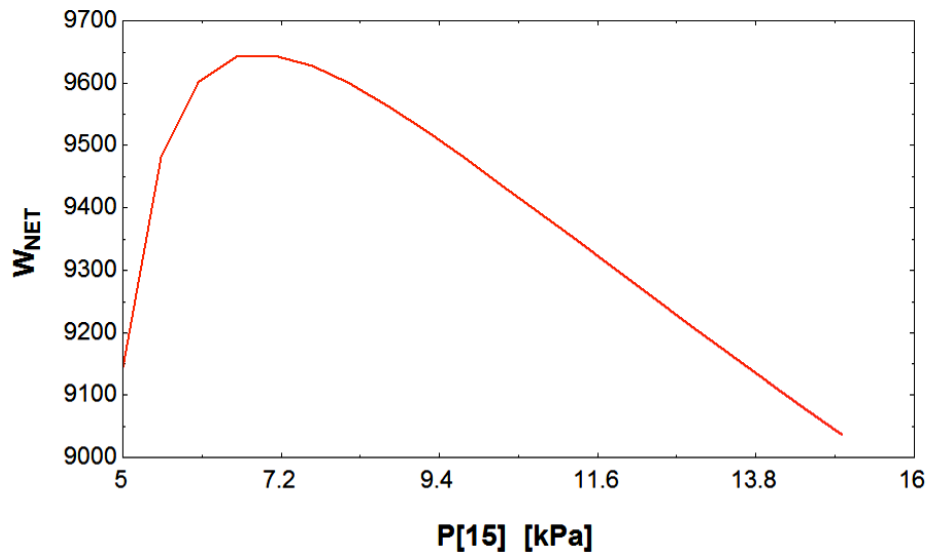


Figura 5.1. Relación de Trabajo Neto contra Presión en el Condensador.

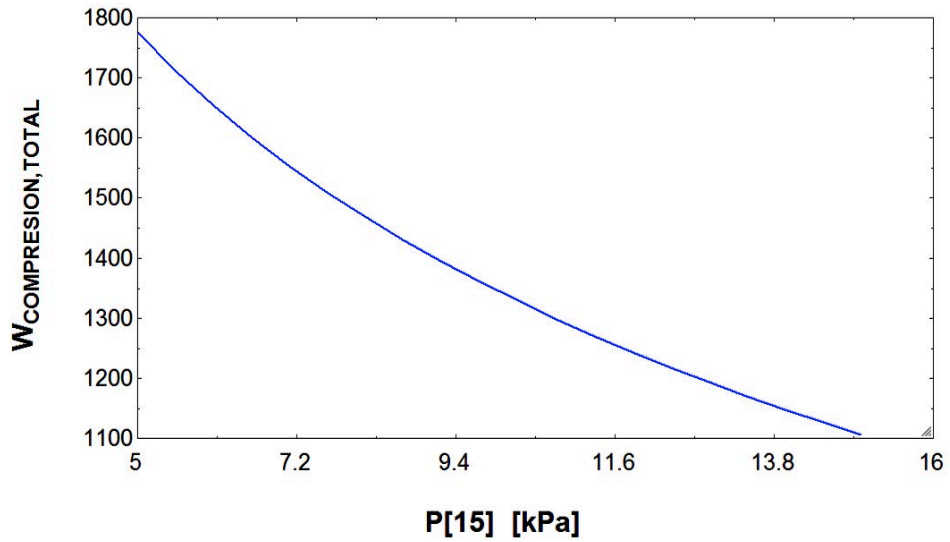


Figura 5.2. Relación de Trabajo de compresión contra Presión en el Condensador.

La relación de Exergía destruida contra la presión en el Condensador.

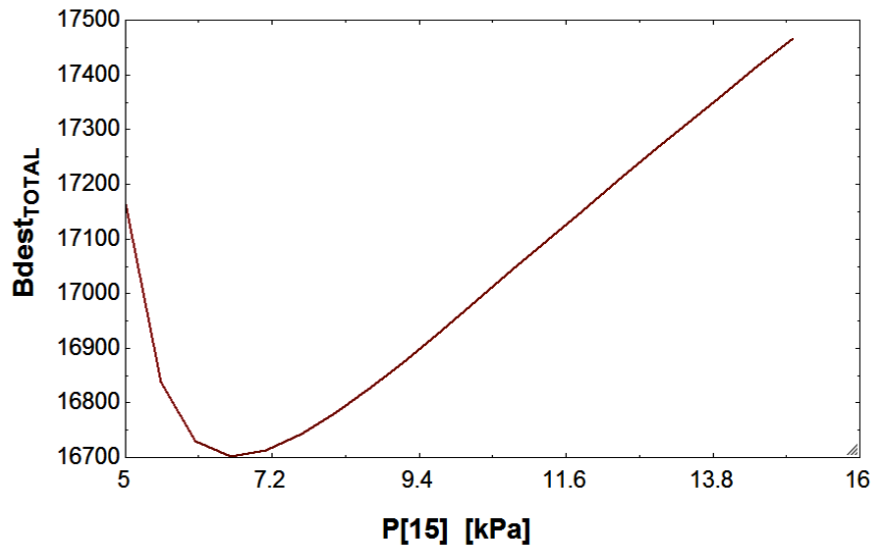


Figura 5.3. Relación de Exergía Total destruida contra Presión en el Condensador.

Se observa que hay un mínimo en el valor de la Exergía total destruida en el valor de 6.57 kPa, incrementando el valor en la medida que aumenta la presión en el separador.

5.3.2 Efecto de la presión en el separador

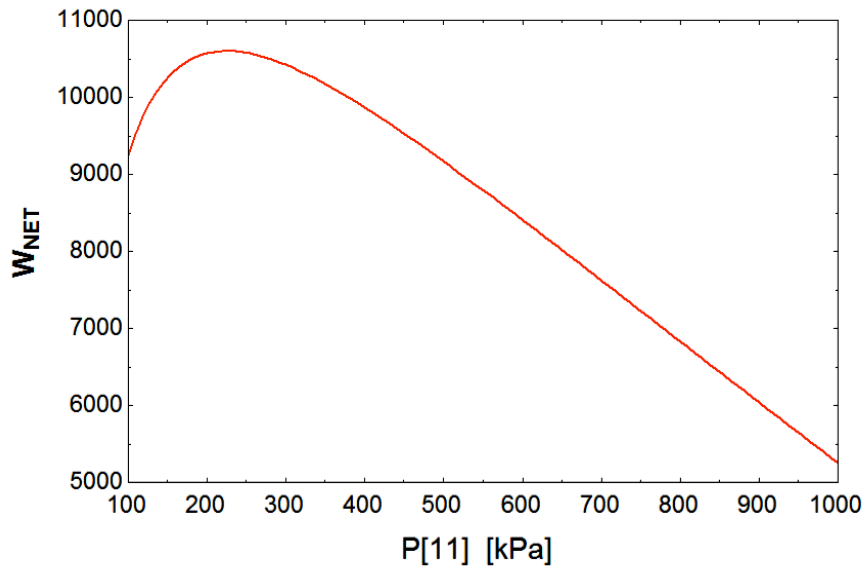


Figura 5.4. Relación de Trabajo neto contra Presión en el Separador.

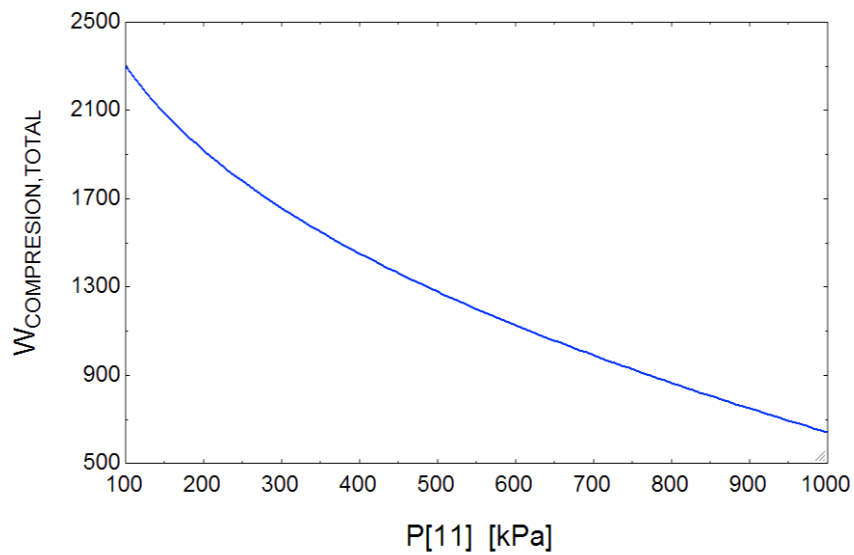


Figura 5.5. Relación de Trabajo de Compresión contra Presión en el Separador.

El valor del trabajo de compresión contra la Presión en el Separador disminuye en la medida en que la Presión en el Separador aumenta, esto nos representa que en la medida en que la presión inicial que se aplica en el separador aumente, el trabajo de compresión necesario en el sistema de extracción de NGC's será mucho menor.

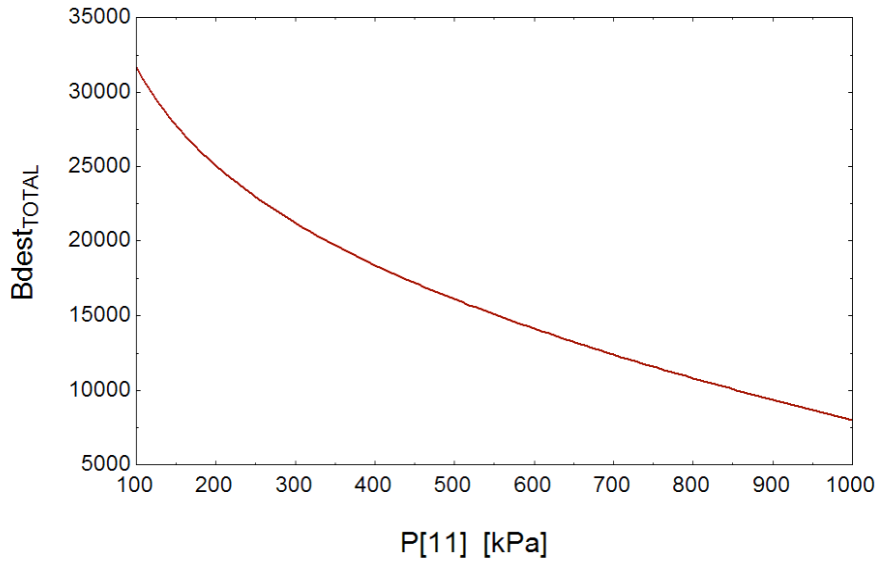


Figura 5.6. Relación de Exergía Total destruida contra Presión en el Separador.

5.3.3 Efecto de la fracción de los GNC

El efecto de la fracción de GNC en la salida de potencia de la turbina, la energía auxiliar y potencia neta de salida en las condiciones, dadas en la Tabla 5.1, para un rango de 0-25% de la fracción de NCG se representan en las siguientes figuras.

En la siguiente grafica se ha graficado la relación de trabajo neto contra la fracción de los GNC y se observa que en medida que la fracción de los GNC aumenta el trabajo neto disminuye. El incremento de la fracción de NCG (1%) causa una pérdida de potencia de salida neta de 0,4% para el sistema de extracción de los GNC.

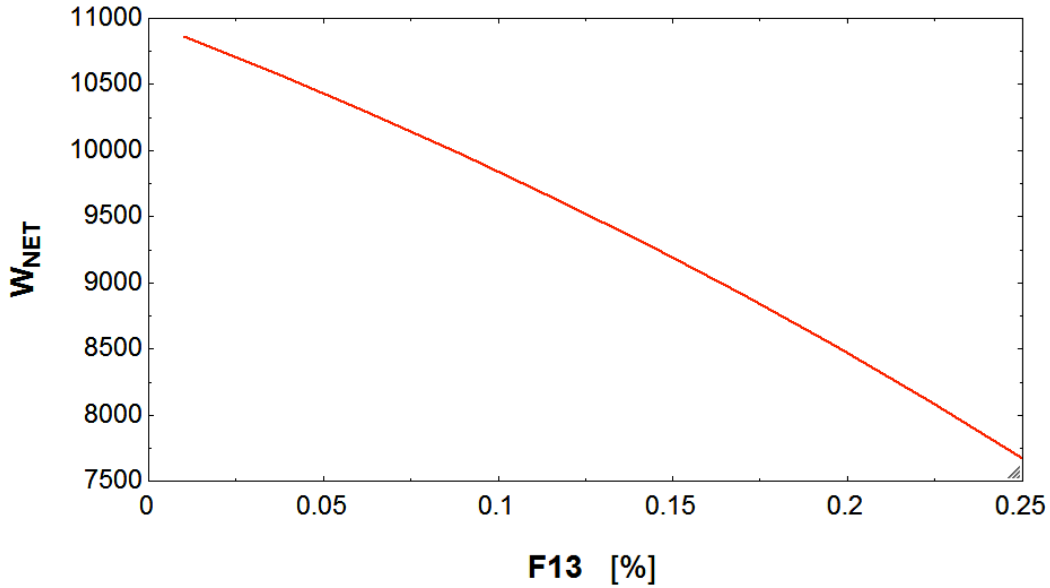


Figura 5.7. Relación de Trabajo Neto contra Fracción de GNC.

En la figura 5.8 se muestra la relación de compresión contra la fracción de GNC , donde se puede observar que mientras exista mayor fracción de GNC se requerirá mayor trabajo de compresión en el sistema de extracción de los GNC. Por otra parte, es interesante, que la salida de potencia de la turbina hacia el sistema de extracción CS aumenta con la fracción creciente NCG. La razón de ello es el incremento en la calidad del vapor en el separador considerando los GNC en el vapor. Por lo tanto, la presión del separador tiene una importancia vital para maximizar la salida de trabajo neto.

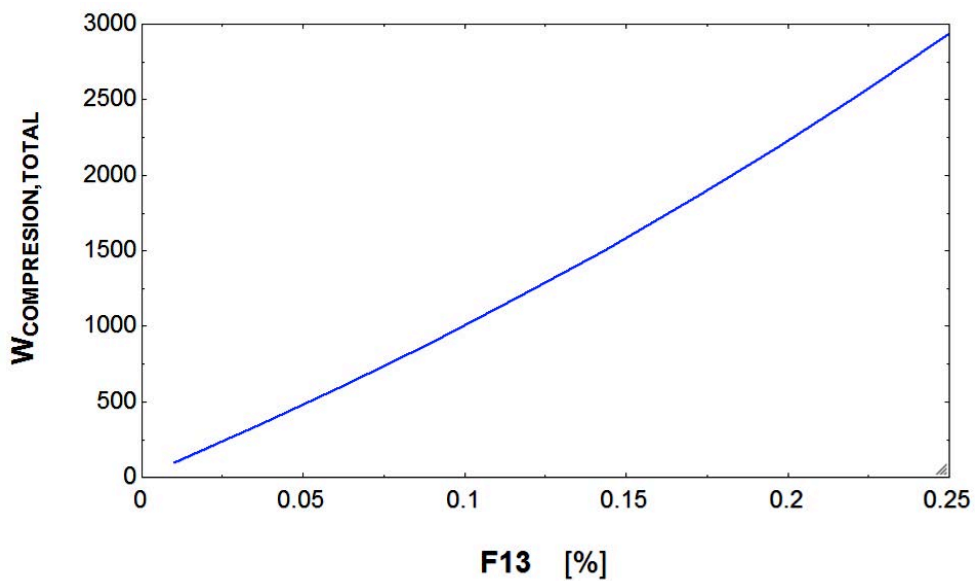


Figura 5.8. Relación de Trabajo de Compresión contra Fracción de GNC

A continuación se muestra la gráfica de la destrucción de Exergía contra la fracción de los GNC, se observa que a mayor contenido de GNC la destrucción de exergía aumenta.

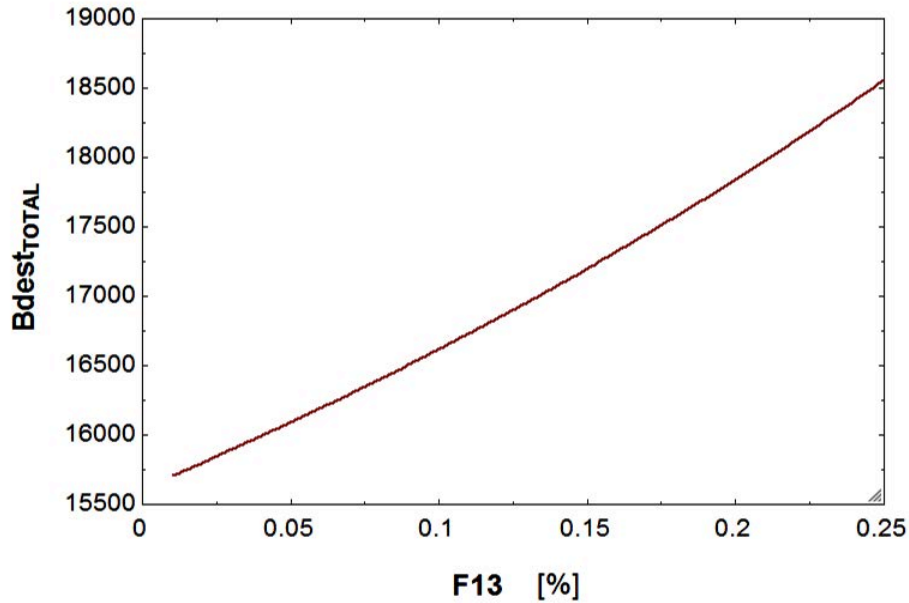


Figura 5.9 Relación de la Exergía Total destruida contra la Fracción de GNC

5.3.4 Efecto de la temperatura de entrada a la turbina.

El efecto de la temperatura de entrada a la turbina se analiza estableciendo la relación contra el trabajo neto de la planta. En la figura 51 se presenta la temperatura de entrada de la turbina en el intervalo de 130-260 °C.

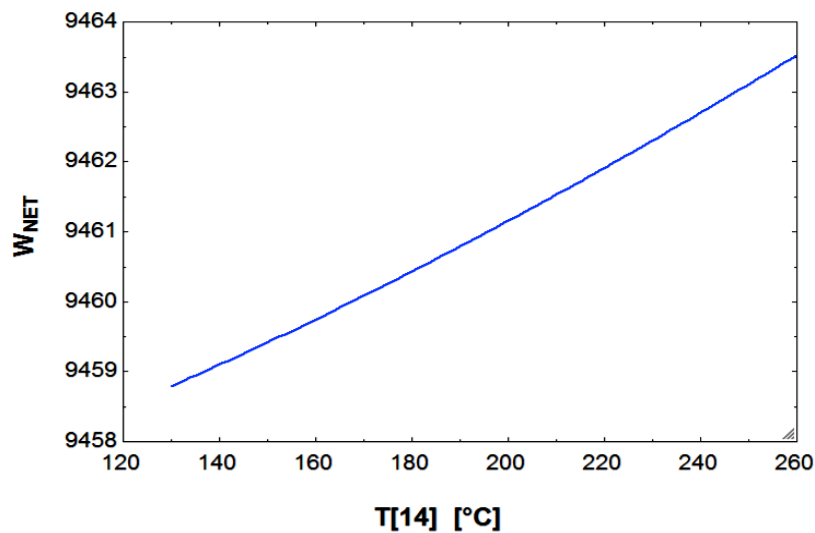


Figura 5.10. Relación de trabajo neto contra temperatura de entrada a la turbina.

Como se puede observar en la figura 5.10, la potencia de salida neta aumenta al aumentar la temperatura de entrada en turbina. Mostrando un ejemplo, por 10 °C cada vez mayor de la temperatura de entrada a la turbina, la potencia de salida neta de la turbina aumenta 2,6%. Debido a que, vapor sobrecalentado entra en la turbina con el aumento de la temperatura de entrada de la turbina. Por lo tanto, la eficiencia de la turbina aumenta [28]. Eso significa que, si se emplea un calentador antes de la entrada de la turbina, existirá un aumento de potencia neta de salida.

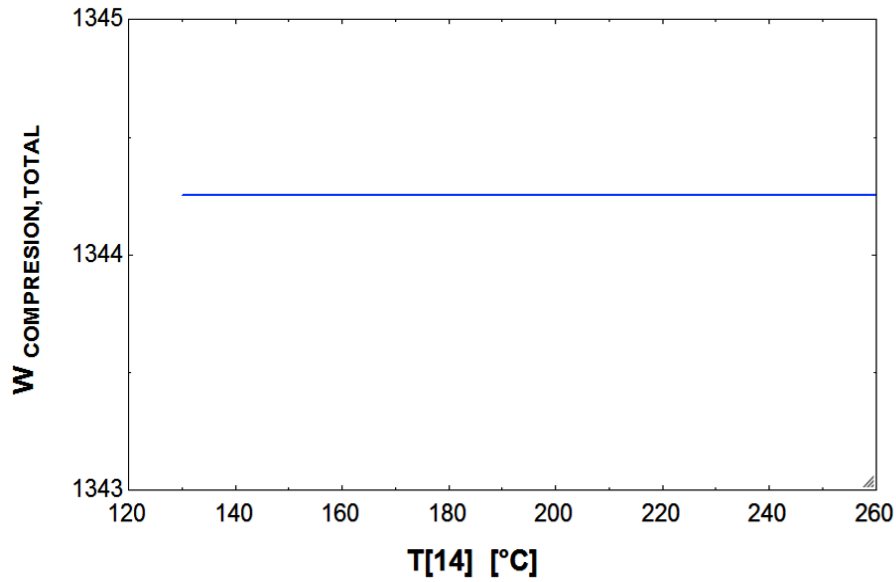


Figura 5.11. Relación de Compresión contra Temperatura de entrada a la Turbina.

En la gráfica que se muestra en la figura 5.11 se observa que el valor de la Temperatura del flujo de entrada a la Turbina en relación con el trabajo de compresión Total permanece constante en el valor de 1344.27 kW, no existiendo variación para ninguno de los valores de la temperatura.

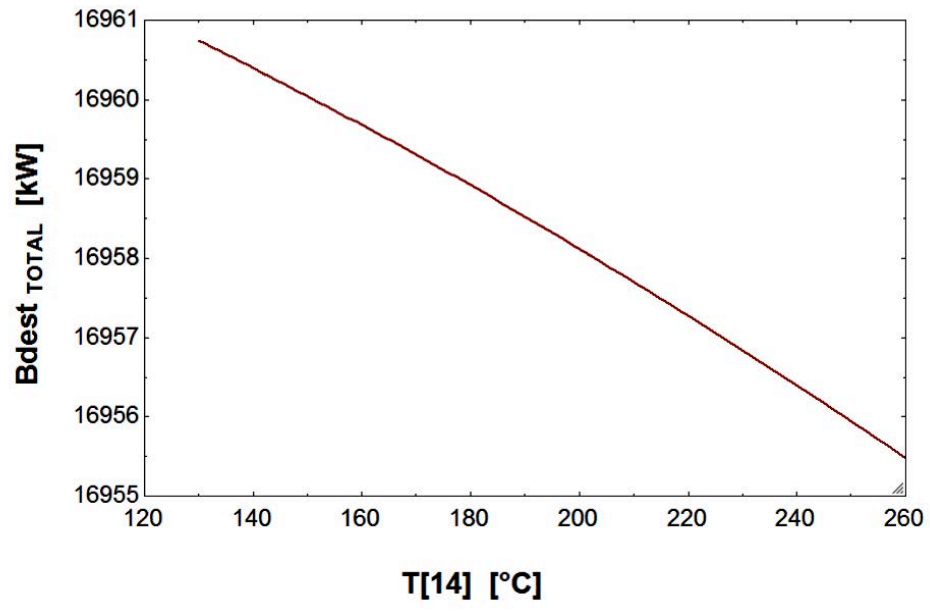


Figura 5.12. Relación de Exergía Total destruida contra Temperatura de entrada a la Turbina.

CONCLUSIONES

El modelo para una GPP del *tipo single-flash* se ha desarrollado, así como un código escrito en el software EES para examinar los efectos de los GNC y los sistemas de extracción de gases. La alternativa modelada de sistemas de extracción de GNC que se han tomado en cuenta para su estudio fue el sistema de compresión (CS), El modelo se realiza para los parámetros de entrada de la planta geotérmica de generación de potencia de Kizildere en Turquía. A continuación se simula la planta en función de las variables de entrada, que son la temperatura de entrada a la turbina, la presión del separador, presión del condensador, y la fracción de los GNC.

Presión en el separador y en condensador

El valor óptimo de la presión del separador que corresponde a la potencia neta máxima de salida, es el más alto para el sistema SJES y el más bajo para el sistema CS en la misma fracción de GNC y la temperatura de bulbo húmedo. La potencia neta de salida de la planta disminuye con el aumento de la presión del separador disminuyendo el flujo másico de vapor de alimentación hacia la turbina. Para aumentar la potencia de salida, el flujo másico de vapor debe ser aumentado mediante la perforación de más pozos, lo que lleva a aumentar el costo de desarrollo del campo. El rendimiento termodinámico de la GPP del tipo *single-flash* puede mejorarse en un rango de 0.2-11.7% haciendo funcionar el separador y la y el condensador en sus valores óptimos de presión. La GPP debe de tratar de hacerse operar adecuándose a las condiciones de diseño para generar una potencia neta óptima.

La fracción de GNC

La fracción GNC es el factor que más influye en el rendimiento de la GPP. El sistema de extracción de gases tipo CS es el sistema más eficiente y robusto en donde se limita la influencia de la fracción de GNC. Por otro lado, los sistemas de extracción SJES y RS son altamente afectados por el aumento en la fracción de los GNC que se encuentra en el flujo másico que va hacia a los eyectores de chorro de vapor, así es como este equipo en particular se encuentra directamente relacionado con la fracción de los GNC. En comparativa el sistema *HS* tiene una respuesta mas lenta para el cambio en la fracción de GNC porque el sistema de extracción tipo *LRVP* es más eficiente ya que su rendimiento se encuentra entre compresores y eyectores de chorro de vapor.

Consumo de vapor.

Para una presión del separador constante y temperatura de bulbo húmedo, el consumo de vapor específico es mayor para los eyectores de chorro de vapor. El consumo de vapor se vuelve un problema debido a que la fracción de los GNC se incrementa.

Consideraciones finales

BIBLIOGRAFÍA

Asociación Geotérmica Mexicana.

ASPEN-HYSYS Home Page. <http://www.aspentech.com/core/asp-hysys.cfm> (acceso Junio, 2011).

Bejan A., Tsatsaronis G. y Moran M.: *Thermal Design and Optimization*. New York: John Wiley and Sons Inc. (1996).

Birgenheier, David B. et al. *Designing Steam-Jet Vacuum Systems, Chemical Engineering*, July 1993, www.graham-mfg.com/downloads/23.pdf

Cerci Y.: Performance evaluation of a single-flash geothermal power plant in Denizli, Turkey, *Energy*, Vol. 28, pp 27–35, (2003).

Cengel, Y.; Boles, M.A. *Thermodynamics An Engineering Approach* 6th Ed.; McGraw-Hill, (2006).

Cerci, Y. “Performance evaluation of a single-flash geothermal power plant in Denizli, Turkey”, *Energy*, 28, pp 27-35, (2003).

DiPippo, R.: “Thermodynamic improvements on the direct steam plant,” *Transactions Geothermal Resources Council*, Vol. 16, pp 547–552, (1992).

DiPippo, R. and Marcille, D.F.: “Exergy Analysis of Geothermal Power Plants”, *Transactions Geothermal Resources Council*, Vol. 8, pp 47–52, (1984).

DiPippo, Ronald. “*Geothermal Power Plants Principles, Applications and Case Studies*”, Elsevier Science, Oxford, UK, ISBN-10: 1856174743, (2005).

Duthie, R.G.; Nawaz, M. “*Comparison of Direct Contact and Kettle Reboilers to Reduce Noncondensables in Geothermal Steam*, *Geothermal Resources Council Transactions*”, 1989, 13, pp 575-580.

Gökçen G., Yildirim N.: Effect of Non-Condensable Gases on geothermal power plant performance. Case study: Kizildere Geothermal Power Plant-Turkey. *International Journal of Exergy*, 5, pp 684-695, (2008).

Gülden Iden Gökçen, Ph.D., Geothermal Research and Application Center (GEOCEN) Izmir Institute of Technology (IZTECH), “*GEOHERMAL POWER PLANTS AND GAS REMOVAL SYSTEMS*”

Gupta H.; Roy, S. *Worldwide Status of Geothermal Resource Utilization*, Geothermal Energy, Elsevier, ISBN-13: 978-0-444-52875-9, 2007, pp 199-229.

Hamano, H. Design a Geothermal Power Plant with High Noncondensable Gas Content, *Geothermal Resources Council Transactions*, 1983, 7.

International Geothermal Association (IGA).

Khalifa, H. E.; Michaelides, E. *The Effect of Noncondensable Gases on the Performance of Geothermal Steam Power Systems*, Report of Brown University, Contract No EY-76-S-02-4051, November, 1978.

Kwambai, C. B. *Exergy analysis of Olkaria I power plant, Kenya*, Report of United Nations University Geothermal Training Programme, Reykjavik, Iceland, Report No. 5, 2005.

Kwambai, 2010; Horie et al., 2010; Moya and DiPippo, 2010; Wallace et al., 2009

Lehmann, W. "Liquid ring vacuum pumps and compressors with magnetic drive", *Leak-Free Pumps and Compressors Handbook*, 1995, pp. 251-68.

Michaelides, E.E.: Separation of Noncondensables in geothermal installations by means of primary flashing, *Transactions Geothermal Resources Council*, Vol. 4, pp 515–518, (1980).

Moghaddam, A.R. A conceptual Design of A Geothermal Combined Cycle and Comparison with a Single-Flash Power Plant for Well NWS-4, Sabalan, Iran, Report of the United Nations University Geothermal Training Programme, Reykjavik, Iceland, Report No:18, Pp:391-428, 2006.

Montero, G. *Evaluation of the network of a turbine operated by a mixture of steam and non-condensable gases*, *Proceedings of 12th New Zealand Geothermal Workshop*, 11, pp 163–174, (1990).

Nurdan Yildirim Ozcan *Modeling, Simulation and Optimization of flashed-steam geothermal power plants from the point of view of noncondensables gas removal systems* Phd. Thesis, (Junio de 2010).

Ozturk, H.K., Atalay, O., Yilanci, A. and Hepbasli, A.: Energy and exergy analysis of kizildere geothermal power plant, Turkey, *Energy Sources*, Vol. 23, pp 1415–1424, (2006).

Rosen, M.; Dincer, I. Exergy as the confluence of energy, environment and sustainable development. *Int. J. on Exergy*, 2001, 1, pp. 3-13.

Revista Episteme, N° 13, año 2008.

Siregar, P.H.H.: Optimization of Electrical Power Production Process for The Sibayak Geothermal Field, Indonesia, *UNU Geothermal Training Programme Report*, Report No. 16, Reykjavik, Iceland, (2004).

Sugar Engineers Home Page.

<http://www.sugartech.co.za/vacuum/vacuumpump.php> (acceso junio 2011)

Swandaru, R. B. *Thermodynamic Analysis of Preliminary Design of Power Plant Unit I Patuha, West Java, Indonesia*, Report of the United Nations University Geothermal Training Programme, Reykjavik, Iceland, Report No:7, Pp. 83- 119, 2006.

Swandaru, R. B. Modelling and Optimization af Possible Bottoming Units for General Single-flash Geothermal Power Plants. M.Sc. Thesis, Department of Mechanical and Industrial Engineering University of Iceland, 2009.

Tajima, S.; Nomura, M. Optimization of Non-Condensable Gas Removal System in Geothermal Power Plant, *Geothermal Resource Council Transactions*, 1982, Hankin et al, 1984, pp. 397-400.

The Future of Geothermal Energy, The Future of Impact of Enhanced Geothermal Systems (EGS) on the United States in the 21st Century. Massachusetts Institute of Technology, 2006.

Vorum M.; Fritzler E.A. *Comparative Analysis of Alternative Means for Removing Non-Condensable Gases From Flashed-Steam Geothermal Power Plants*, Report of NREL SR-550-28329, Colorado, The USA, 2000.

ANEXO 1 CODIGO EES

"MODELO DE PLANTA *SINGLE-FLASH* con SISTEMA DE EXTRACCION DE GNC del TIPO COMPRESION (CS)"

"=====AMBIENTE DE REFERENCIA====="

P0=95 "kPa"
T0=16 "C"
HR0=65 "%"
T0_K=CONVERTTEMP(C,K,T0)
H0=ENTHALPY(Steam,T=T0,P=P0)
S0=ENTROPY(Steam,T=T0,P=P0)
R_CO2=R#/MOLARMASS(CO2)

"=====INICIA MODULO SEPARADOR-SECADOR====="

"!DATOS DE POZOS Y CABEZAL"

M[9]=281.6 "KG/S"
F13=0.13 "%"
P[9]=1800 "KPA"
P[10]=1330 "KPA"
P[11]=460 "KPA"
T[9]=204.7 "C"
P[15]=10 "kPa" "PRESION DEL CONDENSADOR"

"TEMPERATURAS DE SATURACION"

T[10]=TEMPERATURE(STEAM,P=P[10],X=0)
T[11]=TEMPERATURE(STEAM,P=P[11],X=0)

"!ANALISIS DEL ESTADO 9"

M[9]=ML[9]+MS[9]+MG
MS[9]=0

HL[9]=ENTHALPY(STEAM,P=P[9],T=T[9])
{HL[9]=ENTHALPY(STEAM,P=P[9],x=0)}
HS[9]=0
HG[9]=ENTHALPY(CO2,T=T[9])/MOLARMASS(CO2)-ENTHALPY(H2O,T=0)/MOLARMASS(CO2)
H[9]=ML[9]*HL[9]/M[9]+MS[9]*HS[9]/M[9]+MG*HG[9]/M[9]

SS[9]=0
SG[9]=ENTROPY(CO2,T=T[9],P=P[9])/MOLARMASS(CO2)
SL[9]=ENTROPY(STEAM,P=P[9],X=0)
S[9]=ML[9]*SL[9]/M[9]+MS[9]*SS[9]/M[9]+MG*SG[9]/M[9]

"!ANALISIS DEL ESTADO 10"

M[10]=ML[10]+MS[10]+MG

HL[10]=ENTHALPY(STEAM,P=P[10],X=0)
HS[10]=ENTHALPY(STEAM,P=P[10],X=1)
HG[10]=ENTHALPY(CO2,T=T[10])/MOLARMASS(CO2)-ENTHALPY(H2O,T=0)/MOLARMASS(CO2)
H[10]=ML[10]*HL[10]/M[10]+MS[10]*HS[10]/M[10]+MG*HG[10]/M[10]

SS[10]=ENTROPY(STEAM,P=P[10],X=1)
SG[10]=ENTROPY(CO2,T=T[10],P=P[10])/MOLARMASS(CO2)
SL[10]=ENTROPY(STEAM,P=P[10],X=0)
S[10]=ML[10]*SL[10]/M[10]+MS[10]*SS[10]/M[10]+MG*SG[10]/M[10]

"!ANALISIS DEL ESTADO 11"

M[9]=ML[11]+MS[11]+MG

HL[11]=ENTHALPY(STEAM,P=P[11],X=0)
HS[11]=ENTHALPY(STEAM,P=P[11],X=1)
HG[11]=ENTHALPY(CO2,T=T[11])/MOLARMASS(CO2)-ENTHALPY(H2O,T=0)/MOLARMASS(CO2)

$$H[11]=ML[11]*HL[11]/M[11]+MS[11]*HS[11]/M[11]+MG*HG[11]/M[11]$$

$$SS[11]=ENTROPY(STEAM,P=P[11],X=1)$$

$$SG[11]=ENTROPY(CO2,T=T[11],P=P[11])/MOLARMASS(CO2)$$

$$SL[11]=ENTROPY(STEAM,P=P[11],X=0)$$

$$S[11]=ML[11]*SL[11]/M[11]+MS[11]*SS[11]/M[11]+MG*SG[11]/M[11]$$

"ANALISIS DEL SEPARADOR"

"!ANALISIS DEL ESTADO 13"

$$HL[13]=0$$

$$HS[13]=ENTHALPY(STEAM,P=P[11],X=1)$$

$$HG[13]=ENTHALPY(CO2,T=T[11])/MOLARMASS(CO2)-ENTHALPY(H2O,T=0)/MOLARMASS(CO2)$$

$$H[13]=ML[13]*HL[13]/M[13]+MS[13]*HS[13]/M[13]+MG*HG[13]/M[13]$$

$$SS[13]=ENTROPY(STEAM,P=P[13],X=1)$$

$$SG[13]=ENTROPY(CO2,T=T[13],P=P[13])/MOLARMASS(CO2)$$

$$SL[13]=ENTROPY(STEAM,P=P[13],X=0)$$

$$S[13]=ML[13]*SL[13]/M[13]+MS[13]*SS[13]/M[13]+MG*SG[13]/M[13]$$

"!ANALISIS DEL ESTADO 12"

$$HL[12]=ENTHALPY(STEAM,P=P[11],X=0)$$

$$HS[12]=0$$

$$HG[12]=0$$

$$H[12]=HL[12]$$

$$SS[12]=0$$

$$SG[12]=0$$

$$SL[12]=ENTROPY(STEAM,P=P[12],X=0)$$

$$S[12]=SL[12]$$

"BALANCE DE ENERGÍA EN EL SEPARADOR"

$$X11=(H[9]-H[12])/(H[13]-H[12])$$

$$X11=(MS[11]+MG)/M[9]$$

"!DATOS COMPLEMENTARIOS"

$$M[10]=M[9]; M[11]=M[9]$$

$$M[12]=(1-X11)*M[9]$$

$$ML[12]=M[12]$$

$$MS[12]=0$$

$$MG[12]=0$$

$$M[13]=X11*M[9]$$

$$F13=MG/(MS[13]+MG)$$

$$ML[13]=0$$

$$P[12]=P[11]; P[13]=P[11]$$

$$T[12]=T[11]; T[13]=T[11]$$

$$H[10]=H[9]$$

$$H[11]=H[10]$$

$$MG[9]=MG; MG[10]=MG$$

$$MG[11]=MG; MG[13]=MG$$

"!SECADOR"

$$M_FLASH=0.01$$

$$DELTA_DEM=10$$

$$M13A=M_FLASH*M[13]$$

$$M[14]=M[13]-M13A$$

$$ML[14]=0$$

$$MG[14]=MG$$

$$M[14]=ML[14]+MS[14]+MG[14]$$

"% FLASHED MASS FLOW RATE"

"kPA"

```
P[14]=P[13]-DELTAP_DEM
T[14]=TEMPERATURE(STEAM,P=P[14],X=1)
HL[14]=0
HS[14]=ENTHALPY(STEAM,P=P[14],X=1)
HG[14]=ENTHALPY(CO2,T=T[14])/MOLARMASS(CO2)-ENTHALPY(H2O,T=0)/MOLARMASS(CO2)
H[14]=(1-F13)*HS[14]+F13*HG[14]
```

```
SS[14]=ENTROPY(STEAM,P=P[14],X=1)
SG[14]=ENTROPY(CO2,T=T[14],P=P[14])/MOLARMASS(CO2)
S[14]=(1-F13)*SS[14]+F13*SG[14]
"=====TERMINA MODULO SEPARADOR-SECADOR====="
```

```
"===== INICIA MODULO TURBINA-GENERADOR ====="
```

```
ETA_0=0.85
X14=(MS[14]+MG)/M[14]
ETA_GEN=0.9 "EFICIENCIA DEL GENERADOR"
T[15]=TEMPERATURE(STEAM,P=P[15],X=1)
S15_IS=S[14]
```

```
"!REGLA DE BAUMANN MODIFICADA"
SL[15]=ENTROPY(STEAM,P=P[15],X=0)
SS[15]=ENTROPY(STEAM,P=P[15],X=1)
SG[15]=ENTROPY(CO2,P=P[15],T=T[15])/MOLARMASS(CO2)
{X15_IS=(S15_IS-SL[15])/(SS[15]-SL[15]) "comentario inicial"}
X15_IS=(S15_IS-SL[15])/((1-F13)*SS[15]+F13*SG[15]-SL[15])
ETA_TV=ETA_0*(1-1.2*(1-X15_IS))
```

```
HL[15]=ENTHALPY(STEAM,P=P[15],X=0)
HS[15]=ENTHALPY(STEAM,P=P[15],X=1)
HG[15]=ENTHALPY(CO2,T=T[15])/MOLARMASS(CO2)-ENTHALPY(H2O,T=0)/MOLARMASS(CO2)
```

```
H15_IS=(1-X15_IS)*HL[15]+X15_IS*(1-F13)*HS[15]+X15_IS*F13*HG[15]
ETA_TV=(H[14]-H[15])/(H[14]-H15_IS)
W_TURBINA=M[14]*(H[14]-H[15])
```

```
X15=(H[15]-HL[15])/((1-F15)*HS[15]+F15*HG[15]-HL[15])
S[15]=ML[15]*SL[15]/M[15]+MS[15]*SS[15]/M[15]+MG*SG[15]/M[15]
```

```
MG[15]=MG
M[15]=M[14]
X15=(MS[15]+MG[15])/M[15]
F15=MG[15]/(MS[15]+MG[15])
M[15]=ML[15]+MS[15]+MG[15]
"=====TERMINA MODULO TURBINA-GENERADOR====="
```

```
"====INICIA MODULO SISTEMA de EXTRACCIÓN de los GNC===="
```

```
"!DATOS DE ENTRADA"
ETA_COM=0.75
DELTA_PIC=1 "CAIDA DE PRESION EN INTERCONDENSADOR"
P[19]=105
T_WB=12.2 "C"
P[16]=0.9*P[15]
T[16]=TEMPERATURE(STEAM,P=P[16],X=1)
P[17]/P[16]=P[19]/P[18]
DELTA_PIC=P[17]-P[18]
```

```
"!COMPRESOR DE BAJA PRESION"
MS[16]=0.081*MG
ML[16]=0
MG[16]=MG
```

$$M[16]=ML[16]+MS[16]+MG[16]$$

$$SL[16]=0$$
$$SS[16]=ENTROPY(STEAM,P=P[16],X=1)$$
$$SG[16]=ENTROPY(CO2,T=T[16],P=P[16])/MOLARMASS(CO2)$$
$$M[16]*S[16]=MS[16]*SS[16]+MG[16]*SG[16]+ML[16]*SL[16]$$

$$HL[16]=ENTHALPY(STEAM,P=P[16],X=0)$$
$$HS[16]=ENTHALPY(STEAM,P=P[16],X=1)$$
$$HG[16]=ENTHALPY(CO2,T=T[16])/MOLARMASS(CO2)-ENTHALPY(H2O,T=0)/MOLARMASS(CO2)$$
$$H[16]=ML[16]*HL[16]/M[16]+MS[16]*HS[16]/M[16]+MG*HG[16]/M[16]$$

$$CP_CO2_BP=CP(CO2,T=T[16])$$
$$CV_CO2_BP=CV(CO2,T=T[16])$$
$$K_CO2_BP=CP_CO2_BP/CV_CO2_BP$$

$$T17_IS=((T[16]+273.15)*(P[17]/P[16])^{(K_CO2_BP-1)/K_CO2_BP})-273.15$$
$$HG17_IS=ENTHALPY(CO2,T=T17_IS)/MOLARMASS(CO2)-ENTHALPY(H2O,T=0)/MOLARMASS(CO2)$$
$$HL17_IS=ENTHALPY(STEAM,P=P[17],S=SL17_IS)$$
$$HS17_IS=ENTHALPY(STEAM,P=P[17],S=SS17_IS)$$

$$SL[17]=0$$
$$SS[17]=ENTROPY(STEAM,P=P[17],X=1)$$
$$SG[17]=ENTROPY(CO2,T=T[17],P=P[17])/MOLARMASS(CO2)$$
$$ENTROPY(H2O,T=0,P=P0)/MOLARMASS(CO2)$$

$$M[17]*S[17]=MS[17]*SS[17]+MG[17]*SG[17]+ML[17]*SL[17]$$

$$MS[17]=MS[16]$$
$$ML[17]=ML[16]$$
$$MG[17]=MG$$
$$M[17]=ML[17]+MS[17]+MG[17]$$

$$H17_IS=(MS[17]*HS17_IS+MG[17]*HG17_IS)/M[17]$$
$$ETA_COM=(H17_IS-H[16])/(H[17]-H[16])$$
$$ETA_COM=(T17_IS-T[16])/(T[17]-T[16])$$
$$WcompBaja=H[17]-H[16]$$

$$HL[17]=0$$
$$HG[17]=ENTHALPY(CO2,T=T[17])/MOLARMASS(CO2)-ENTHALPY(H2O,T=0)/MOLARMASS(CO2)$$
$$H[17]=MS[17]*HS[17]/M[17]+MG*HG[17]/M[17]$$

$$SL17_IS=ENTROPY(STEAM,P=P[16],X=0)$$
$$SS17_IS=ENTROPY(STEAM,P=P[16],X=1)$$

"!COMPRESOR DE ALTA PRESION"

$$T[18]=TEMPERATURE(STEAM,P=P[18],X=1)$$

$$MS[18]=0.021*MG$$
$$ML[18]=0$$
$$MG[18]=MG$$
$$M[18]=ML[18]+MS[18]+MG[18]$$

$$HL[18]=ENTHALPY(STEAM,P=P[18],X=0)$$
$$HS[18]=ENTHALPY(STEAM,P=P[18],X=1)$$
$$HG[18]=ENTHALPY(CO2,T=T[18])/MOLARMASS(CO2)-ENTHALPY(H2O,T=0)/MOLARMASS(CO2)$$

$$H[18]=ML[18]*HL[18]/M[18]+MS[18]*HS[18]/M[18]+MG*HG[18]/M[18]$$

$$SL[18]=0$$
$$SS[18]=ENTROPY(STEAM,P=P[18],X=1)$$
$$SG[18]=ENTROPY(CO2,T=T[18],P=P[18])/MOLARMASS(CO2)$$
$$ENTROPY(H2O,T=0,P=P0)/MOLARMASS(CO2)$$

```

M[18]*S[18]=MS[18]*SS[18]+MG[18]*SG[18]+ML[18]*SL[18]

SL19_IS=ENTROPY(STEAM,P=P[18],X=0)
SS19_IS=ENTROPY(STEAM,P=P[18],X=1)
CP_CO2_AP=CP(CO2,T=T[18])
CV_CO2_AP=CV(CO2,T=T[18])
K_CO2_AP=CP_CO2_AP/CV_CO2_AP
T19_IS=((T[18]+273.15)*(P[19]/P[18])^(K_CO2_AP-1)/K_CO2_AP)-273.15
HG19_IS=ENTHALPY(CO2,T=T19_IS)/MOLARMASS(CO2)-ENTHALPY(H2O,T=0)/MOLARMASS(CO2)

HL19_IS=ENTHALPY(STEAM,P=P[19],S=SL19_IS)
HS19_IS=ENTHALPY(STEAM,P=P[19],S=SS19_IS)

MS[19]=MS[18]
ML[19]=ML[18]
MG[19]=MG[18]
M[19]=ML[19]+MS[19]+MG[19]

H19_IS=(MS[19]*HS19_IS+MG[19]*HG19_IS)/M[19]
ETA_COM=(H19_IS-H[18])/(H[19]-H[18])
ETA_COM=(T19_IS-T[18])/(T[19]-T[18])

HL[19]=0
HG[19]=ENTHALPY(CO2,T=T[19])/MOLARMASS(CO2)-ENTHALPY(H2O,T=0)/MOLARMASS(CO2)
H[19]=MS[19]*HS[19]/M[19]+MG*HG[19]/M[19]

SL[19]=0
SS[19]=ENTROPY(STEAM,P=P[19],X=1)
SG[19]=ENTROPY(CO2,T=T[19],P=P[19])/MOLARMASS(CO2)-
ENTROPY(H2O,T=0,P=P0)/MOLARMASS(CO2)
M[19]*S[19]=MS[19]*SS[19]+MG[19]*SG[19]+ML[19]*SL[19]
"=====TERMINA MODULO EXTRACCIÓN de GNC===== "

"===== INICIA MODULO CONDENSADOR ===== "
"!DATOS DE ENTRADA"
T[22]=29 "TEMPERATURA A LA SALIDA DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO"
T[23]=T[22]; T[24]=T[22]; T[26]=T[22]; T[27]=T[22]; T[30]=T[22]

P[22]=P0 "PRESION ATMOSFERICA"
P[23]=P[22]; P[24]=P[22]; P[26]=P[22]; P[27]=P[22]; P[30]=P[22]

H[22]=ENTHALPY(STEAM,P=P[22], T=T[22])
H[23]=H[22]; H[24]=H[22]; H[26]=H[22]; H[27]=H[22]; H[30]=H[22]

"ENTALPIAS PARA VAPOR Y CO2"
HL[22]=H[22]; HS[22]=0; HG[22]=0
HL[23]=H[23]; HS[23]=0; HG[23]=0
HL[24]=H[24]; HS[24]=0; HG[24]=0
HL[26]=H[26]; HS[26]=0; HG[26]=0
HL[27]=H[27]; HS[27]=0; HG[27]=0
HL[30]=H[30]; HS[30]=0; HG[30]=0

"ENTROPIAS PARA LIQUIDO, VAPOR Y CO2"
SL[22]=ENTROPY(STEAM,T=T[22],X=0)
SL[22]=S[22]; SS[22]=0; SG[22]=0
SL[23]=ENTROPY(STEAM,T=T[23],X=0)
SL[23]=S[23]; SS[23]=0; SG[23]=0
SL[24]=ENTROPY(STEAM,T=T[24],X=0)
SL[24]=S[24]; SS[24]=0; SG[24]=0
SL[25]=ENTROPY(STEAM,T=T[25],X=0)
SL[25]=S[25]; SS[25]=0; SG[25]=0
SL[26]=ENTROPY(STEAM,T=T[26],X=0)

```

SL[26]=S[26]; SS[26]=0; SG[26]=0
SL[27]=ENTROPY(STEAM,T=T[27],X=0)
SL[27]=S[27]; SS[27]=0; SG[27]=0
SL[28]=ENTROPY(STEAM,T=T[28],X=0)
SL[28]=S[28]; SS[28]=0; SG[28]=0
SL[29]=ENTROPY(STEAM,T=T[29],X=0)
SL[29]=S[29]; SS[29]=0; SG[29]=0
SL[30]=ENTROPY(STEAM,T=T[30],X=0)
SL[30]=S[30]; SS[30]=0; SG[30]=0

"!CALOR LIBERADO EN CONDENSADOR"

P[20]=P[15]
T[20]=TEMPERATURE(STEAM,P=P[20],X=0)
HL[20]=ENTHALPY(STEAM,P=P[20],X=0)
HG[20]=0
HS[20]=0
H[20]=HL[20]

SG[20]=0
SS[20]=0
SL[20]=ENTROPY(STEAM,P=P[20],X=0)
S[20]=SL[20]

$Q_CON=M[15]*H[15]-M[16]*H[16]-(ML[15]+(MS[15]-MS[16]))*H[20]$

"!INTER-CONDENSADOR"

P[28]=P[15]
T[28]=T[15]
HL[28]=ENTHALPY(STEAM,P=P[28],X=0)
HG[28]=0
HS[28]=0
H[28]=HL[28]

$Q_IC=MS[17]*HS[17]+MG[17]*HG[17]-MS[18]*HS[18]-MG[18]*HG[18]-(MS[17]-MS[18])*H[28]$
 $M[27]=Q_IC/(H[28]-H[27])$
ML[27]=M[27]
MS[27]=0
MG[27]=0

M[28]=M[17]+M[27]-M[18]
ML[28]=M[28]
MS[28]=0
MG[28]=0

"!POST-CONDENSADOR ó LIBERADOR "

P[25]=P[15]
T[25]=T[15]
HL[25]=ENTHALPY(STEAM,P=P[25],X=0)
HG[25]=0
HS[25]=0
H[25]=HL[25]

M[31]=MG
ML[31]=0
MS[31]=0
MG[31]=M[31]
T[31]=98.18 "C"
P[31]=P0
HG[31]=ENTHALPY(CO2,T=T[31])/MOLARMASS(CO2)-ENTHALPY(H2O,T=0)/MOLARMASS(CO2)
H[31]=HG[31]
HS[31]=0
HL[31]=0

SG[31]=ENTROPY(CO2,T=T[31],P=P[31])/MOLARMASS(CO2){-
ENTROPY(H2O,T=0,P=P0)/MOLARMASS(CO2)}

SL[31]=0

SS[31]=0

M[31]*S[31]=MS[31]*SS[31]+MG[31]*SG[31]+ML[31]*SL[31]

Q_AC=MS[19]*HS[19]+MG[19]*HG[19]-M[31]*HG[31]-MS[19]*H[25]

M[24]=Q_AC/(H[28]-H[27])

ML[24]=M[24]

MS[24]=0

MG[24]=0

M[25]=M[19]+M[24]-M[31]

ML[25]=M[25]

MS[25]=0

MG[25]=0

"!ESTADO 29"

M[29]=M[25]+M[28]

ML[29]=M[29]

MS[29]=0

MG[29]=0

P[29]=P[15]

T[29]=T[15]

H[29]=H[20]

HL[29]=H[29]

HS[29]=0

HG[29]=0

"!FLUJO MASICO DE AGUA DE ENFRIAMIENTO"

M[30]=(Q_CON-M[29]*(H[20]-H[29]))/(H[20]-H[30])

ML[30]=M[30]

MS[30]=0

MG[30]=0

"!FLUJO MASICO A LA SALIDA DEL CONDENSADOR"

M[20]=M[15]-M[16]+M[30]+M[29]

ML[20]=M[20]

MS[20]=0

MG[20]=0

"!BOMBA DE AGUA DE ENFRIAMIENTO"

P[21]=P0

T[21]=T[20]-3

M[21]=M[20]

ML[21]=M[21]

MS[21]=0

MG[21]=0

H[21]=ENTHALPY(STEAM,P=P[21],T=T[21])

HL[21]=H[21]

HS[21]=0

HG[21]=0

SG[21]=0

SS[21]=0

SL[21]=ENTROPY(STEAM,T=T[21],X=0)

S[21]=SL[21]

"!TORRE DE ENFRIAMIENTO"

M[26]=M[30]+M[27]

ML[26]=M[26]

MS[26]=0

MG[26]=0

M[23]=M[30]+M[27]+M[24]
ML[23]=M[23]
MS[23]=0
MG[23]=0

M[22]=M[21]-M[23]
ML[22]=M[22]
MS[22]=0
MG[22]=0

"=====TERMINA MODULO CONDENSADOR====="

"=====INICIA MODULO POTENCIA Y AUXILIARES====="

"!POTENCIA ELECTRICA DE TURBINA"

W_TV=M[15]*(H[14]-H[15])
W_GEN=W_TV*ETA_GEN

"!POTENCIA COMPRESOR BAJA PRESION"

{W_CPBP=M[16]*(H[17]-H[16])}
H17_SH=ENTHALPY(STEAM,P=P[17],T=T[17])
S17_SH=ENTROPY(STEAM,P=P[17],T=T[17])
W_CPBP=MG[16]*CP_CO2_17*(T[17]-T[16])+MS[16]*(H17_SH-HS[16])

"!POTENCIA COMPRESOR ALTA PRESION"

{W_CPAP=M[19]*(H[19]-H[18])}
H19_SH=ENTHALPY(STEAM,P=P[19],T=T[19])
S19_SH=ENTROPY(STEAM,P=P[19],T=T[19])
W_CPAP=MG[18]*CP_CO2_18*(T[19]-T[18])+MS[18]*(H19_SH-HS[18])

"!POTENCIA DE BOMBAS 1 Y 2"

ETA_P=0.70 "EFICIENCIA DE LA BOMBA"
ETA_MP=0.85 "EFICIENCIA DEL MOTOR"

DELTA_P1=P[21]-P[20]
VF_P1=VOLUME(STEAM,T=T[20],X=0)
W_P1=M[20]*VF_P1*DELTA_P1/(ETA_P*ETA_MP)

DELTA_P2=P[23]
VF_P2=VOLUME(STEAM,T=T[23],X=0)
W_P2=M[23]*VF_P2*DELTA_P2/(ETA_P*ETA_MP)

"!POTENCIA NETA"

W_AUX=W_CPBP+W_CPAP+W_P1+W_P2
W_NET=W_GEN-W_AUX

"===TERMINO DEL MODULO POTENCIA Y Equipos AUXILIARES==="

"=====FLUJOS DE ENERGÍA====="

E[9]=M[9]*H[9]; E[10]=M[10]*H[10]; E[11]=M[11]*H[11]; E[12]=M[12]*H[12]
E[13]=M[13]*H[13]; E[14]=M[14]*H[14]; E[15]=M[15]*H[15]; E[16]=M[16]*H[16]
E[17]=M[17]*H[17]; E[18]=M[18]*H[18]; E[19]=M[19]*H[19]; E[20]=M[20]*H[20]
E[21]=M[21]*H[21]; E[22]=M[22]*H[22]; E[23]=M[23]*H[23]; E[24]=M[24]*H[24]
E[25]=M[25]*H[25]; E[26]=M[26]*H[26]; E[27]=M[27]*H[27]; E[28]=M[28]*H[28]
E[29]=M[29]*H[29]; E[30]=M[30]*H[30]; E[31]=M[31]*H[31]

"=====FLUJOS DE EXERGÍA====="

B[9]=M[9]*((H[9]-H0)-T0_K*(S[9]-S0))
B[10]=M[10]*((H[10]-H0)-T0_K*(S[10]-S0))
B[11]=M[11]*((H[11]-H0)-T0_K*(S[11]-S0))
B[12]=M[12]*((H[12]-H0)-T0_K*(S[12]-S0))
B[13]=M[13]*((H[13]-H0)-T0_K*(S[13]-S0))

$B13A=M13A*((HS[13]-ENTHALPY(Steam,T=T0,P=P0))-T0_K*(SS[13]-ENTROPY(Steam,T=T0,P=P0)))$
 $B[14]=M[14]*((H[14]-H0)-T0_K*(S[14]-S0))$
 $B[15]=M[15]*((H[15]-H0)-T0_K*(S[15]-S0))$
"LA EXERGIA 16-19 SE CALCULA COMO MEZCLA DE GASES"
 $CP_CO2_16=CP(CO2,T=T[16])$
 $T16_K=CONVERTTEMP(C,K,T[16])$
 $B[16]=M[16]*(MG[16]/M[16]*(CP_CO2_16*((T[16]-T0)-T0_K*LN(T16_K/T0_K))+R_CO2*T0_K*LN(P[16]/P0))+MS[16]/M[16]*((HS[16]-H0)-T0_K*(SS[16]-S0)))$
 $CP_CO2_17=CP(CO2,T=T[17])$
 $T17_K=CONVERTTEMP(C,K,T[17])$
 $B[17]=M[17]*(MG[17]/M[17]*(CP_CO2_17*((T[17]-T0)-T0_K*LN(T17_K/T0_K))+R_CO2*T0_K*LN(P[17]/P0))+MS[17]/M[17]*((H17_SH-H0)-T0_K*(S17_SH-S0)))$
 $CP_CO2_18=CP(CO2,T=T[18])$
 $T18_K=CONVERTTEMP(C,K,T[18])$
 $B[18]=M[18]*(MG[18]/M[18]*(CP_CO2_18*((T[18]-T0)-T0_K*LN(T18_K/T0_K))+R_CO2*T0_K*LN(P[18]/P0))+MS[18]/M[18]*((HS[18]-H0)-T0_K*(SS[18]-S0)))$
 $CP_CO2_19=CP(CO2,T=T[19])$
 $T19_K=CONVERTTEMP(C,K,T[19])$
 $B[19]=M[19]*(MG[19]/M[19]*(CP_CO2_19*((T[19]-T0)-T0_K*LN(T19_K/T0_K))+R_CO2*T0_K*LN(P[19]/P0))+MS[19]/M[19]*((H19_SH-H0)-T0_K*(S19_SH-S0)))$
 $B[20]=M[20]*((H[20]-ENTHALPY(Steam,T=T0,P=P0))-T0_K*(S[20]-ENTROPY(Steam,T=T0,P=P0)))$
 $B[21]=M[21]*((H[21]-ENTHALPY(Steam,T=T0,P=P0))-T0_K*(S[21]-ENTROPY(Steam,T=T0,P=P0)))$
 $B[22]=M[22]*((H[22]-ENTHALPY(Steam,T=T0,P=P0))-T0_K*(S[22]-ENTROPY(Steam,T=T0,P=P0)))$
 $B[23]=M[23]*((H[23]-ENTHALPY(Steam,T=T0,P=P0))-T0_K*(S[23]-ENTROPY(Steam,T=T0,P=P0)))$
 $B[24]=M[24]*((H[24]-ENTHALPY(Steam,T=T0,P=P0))-T0_K*(S[24]-ENTROPY(Steam,T=T0,P=P0)))$
 $B[25]=M[25]*((H[25]-ENTHALPY(Steam,T=T0,P=P0))-T0_K*(S[25]-ENTROPY(Steam,T=T0,P=P0)))$
 $B[26]=M[26]*((H[26]-ENTHALPY(Steam,T=T0,P=P0))-T0_K*(S[26]-ENTROPY(Steam,T=T0,P=P0)))$
 $B[27]=M[27]*((H[27]-ENTHALPY(Steam,T=T0,P=P0))-T0_K*(S[27]-ENTROPY(Steam,T=T0,P=P0)))$
 $B[28]=M[28]*((H[28]-ENTHALPY(Steam,T=T0,P=P0))-T0_K*(S[28]-ENTROPY(Steam,T=T0,P=P0)))$
 $B[29]=M[29]*((H[29]-ENTHALPY(Steam,T=T0,P=P0))-T0_K*(S[29]-ENTROPY(Steam,T=T0,P=P0)))$
 $B[30]=M[30]*((H[30]-ENTHALPY(Steam,T=T0,P=P0))-T0_K*(S[30]-ENTROPY(Steam,T=T0,P=P0)))$

 $CP_CO2_31=CP(CO2,T=T[31])$
 $T31_K=CONVERTTEMP(C,K,T[31])$
 $B[31]=M[31]*(MG[31]/M[31]*(CP_CO2_31*((T[31]-T0)-T0_K*LN(T31_K/T0_K))+R_CO2*T0_K*LN(P[31]/P0))+MS[31]/M[31]*((HS[31]-H0)-T0_K*(SS[31]-S0)))$

"=====DESTRUCCION DE EXERGIA EN EQUIPOS====="

$Bdest_valvula=B[10]-B[11]$
 $Bdest_SP=B[11]-B[12]-B[13]$
 $Bdest_SEC=B[13]-B13A-B[14]$
 $Bdest_TV=B[14]-B[15]-W_TURBINA$
 $Bdest_COND=B[15]-B[16]-B[20]+B[29]+B[30]$
 $Bdest_P1=B[20]+W_P1-B[21]$
 $Bdest_TENF=B[21]-B[22]-B[23]$
 $Bdest_P2=B[23]+W_P2-B[26]$
 $Bdest_CPBP=B[16]+W_CPBP-B[17]$
 $Bdest_INTCON=B[17]+B[27]-B[18]-B[28]$
 $Bdest_CPAP=B[18]+W_CPAP-B[19]$
 $Bdest_POSCON=B[19]+B[24]-B[25]-B[31]$